
Untersuchungen zum Einfluss von Gehäusestrukturierungen auf die Stabilität und die Leistungsdaten eines transsonischen Axialverdichters

Martin Müller
2011



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-27832

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/2783>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt.

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de

Untersuchungen zum Einfluss von Gehäusestrukturierungen auf die Stabilität und die Leistungsdaten eines transsonischen Axialverdichters

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Martin Müller

aus Bad Soden - Salmünster

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer

Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. R. Mönig

Tag der Einreichung: 24.08.2010

Tag der mündlichen Prüfung: 17.11.2010

Darmstadt 2011

D17

Erklärung zur Dissertation

Hiermit versichere ich, die vorliegende Dissertation ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Martin Müller

Darmstadt, den 24. August 2010

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt. Für die Anregungen zu dieser Arbeit, den vertrauensvollen Umgang, die großen gestalterischen Freiräume sowie die vielen Chancen und Möglichkeiten in dieser Zeit bin ich Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer zu tiefem Dank verpflichtet.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Mönig möchte ich mich herzlich für die Übernahme des Korreferats bedanken. Anschließen möchte ich an dieser Stelle meinen Dank an die Kollegen und Kolleginnen der Abteilung für Triebwerksmesstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt in Köln.

Meinen Kollegen und Kolleginnen am Fachgebiet, sowohl in den Büros als auch in der Werkstatt, möchte ich für die fachlichen Diskussionen und den Wissensaustausch danken. Beides war unverzichtbar. Die sehr gute Arbeitsatmosphäre ebenso.

Meinen Dank richte ich zudem an die Studien- und Diplomarbeiter sowie die studentischen Hilfskräfte, die ein großes Engagement und großen Teamgeist gezeigt haben.

In die Arbeit sind viele Einzelaspekte mehrerer Vorhaben eingeflossen. Die gemeinsame Arbeit, die Projekttreffen und Reviews mit den Projektpartnern haben viel dazu beigetragen, die komplexen Zusammenhänge in hochbelasteten Verdichtern besser zu verstehen. Ich war und bin begeistert von dem freundlichen und unkomplizierten Umgang miteinander. Mein Dank gilt daher insbesondere den Kollegen und Kolleginnen der MTU Aero Engines, bei Rolls-Royce Deutschland und an der TU München.

Die Untersuchungen mit Umfangsnuten gehen zurück auf einen Ideenaustausch mit Herrn Chunill Hah (NASA Glenn Reserach Center). Sein starkes Engagement und seine Anregungen haben mich sehr motiviert, ebenso wie seine Bereitschaft, sich so oft wie möglich selbst ein Bild vor Ort zu machen.

Einen ganz besonderen Dank möchte ich meinen Eltern widmen, die es mir zeitlebens ermöglicht haben, meine Ziele zu verfolgen. Ohne ihre Unterstützung und ihren Rückhalt wäre die vorliegende Arbeit nicht zustande gekommen.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Problemstellung	4
1.3	Zielsetzung	8
2	Stand der Technik	11
2.1	Strömung in transsonischen Verdichtern	11
2.2	Spaltströmung und Blockage	14
2.3	Zusammenbruch des stabilen Betriebs	24
2.4	Gehäusestrukturierungen	36
3	Versuchsträger und Messtechnik	47
3.1	Transsonischer Verdichterprüfstand	47
3.2	Bestimmung der Leistungsdaten	49
3.3	Hochauflösende Messverfahren	53
4	Analyse der Ergebnisse	60
4.1	Geometrische Parameter der Gehäusestrukturierung	60
4.2	Leistungsdaten der Stufe	61
4.3	Detailvermessungen bei Nenndrehzahl	62
4.4	Parameterstudie mit Umfangsnuten	75
5	Potentialabschätzung	77
5.1	Optimierter Rotorentwurf mit Umfangsnuten	77
5.2	Rotor-1 mit Axialschlitz	83

6	Fazit	95
6.1	Zusammenfassung	95
6.2	Ausblick	96
7	Literaturverzeichnis	100
7.1	Bücher	100
7.2	Veröffentlichungen	100
7.3	Patente	117
8	Anhang	120
8.1	Umfangsnutzen	121
8.2	Axiale Schlitze	122
8.3	Stall Inception	123
8.4	Lebenslauf	125

Nomenklatur

Abkürzungen

AGARD	<i>Advisory Group for Aerospace Research and Development</i>
Blisk	<i>Bladed Disk</i>
BPR	<i>Bypass Ratio</i> (Nebenstromverhältnis)
CFM	<i>CFM</i> (Triebwerkshersteller)
CG	<i>Circumferential Grooves</i> (Umfangsnuten)
CRTF	<i>Counter-Rotating Turbofan</i>
CT	<i>Casing Treatment</i> (Gehäusestrukturierung)
DS	Druckseite
GTF	<i>Geared Turbofan</i> (Getriebefan)
IRA	<i>Intercooled Recuperated Aeroengine</i>
ISA	Internationale Standard-Atmosphäre
Ma	Machzahl
MTU	MTU Aero Engines AG, München
NS	<i>Near Stall</i>
NSSC	<i>Near Stall Smooth Casing</i> (Versagensgrenze mit glattem Gehäuse)
PE	<i>Peak Efficiency</i> (Betriebspunkt maximaler Effizienz)
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i>
PW	<i>Pratt & Whitney</i> (Triebwerkshersteller)
RPK	<i>Revenue Passenger Kilometer</i>
SC	<i>Smooth Casing</i> (Glattes Gehäuse)
SFC	<i>Specific Fuel Consumption</i>
SM	<i>Stall Margin</i> (Pumpgrenzabstand)
SS	Saugseite / Supersonisch
TS	Transsonisch
VIGV	<i>Variable Inlet Guidevane</i> (Verstellbares Vorleitrad)

Symbole

A	Fläche [m ²]
B	Greitzer B-Parameter []
c	Absolutgeschwindigkeit [m/s]
d	Durchmesser [m] / Nuttiefe [m]
f	Frequenz [Hz]
h	Enthalpie [J/kg] / Schaufelhöhe [m]
l	Länge [m]
\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
N	Drehzahl [1/min]; Anzahl der Messungen
P	Leistung [W]
p	Druck [N/m ²]
r	Koordinate in radialer Richtung []
s	Entropie [J/K] / Sehnenlänge [m]
T	Temperatur [K]
t	Teilung [m]
u	Umfangsgeschwindigkeit [m/s]
v	Strömungsgeschwindigkeit (allgemein) [m/s]
w	Relativgeschwindigkeit [m/s]
z	Koordinate in Richtung der Maschinenachse []

Subskripte

1	Eintrittsebene
2	Austrittsebene
ar	<i>Axially Reversed</i>
AP	Auslegungspunkt
ax	Axial

b	Blockage
bez	Bezogen
cas	<i>Casing</i> (Gehäuse)
dyn	Dynamisch
DS	Druckseite
DMM	Drehmomentenmesswelle
e	<i>Edge</i> (engl.; zur Definition eines Grenzkriteriums)
ges	Gesamt
is	Isentrop
m	<i>Mainflow direction</i> (Hauptströmungsrichtung)
r	Radial
red	Reduziert
rel	Relativ
rot	Rothalpie
Sp	Spalt
SC	<i>Smooth Casing</i> (glattes Gehäuse)
SG	<i>Stall</i> Grenze (letzter stabiler Betriebspunkt)
SM	<i>Stall Margin</i> (Pumpgrenzabstand)
SS	Saugseite /Supersonisch
t	Total
u	Umfang
z	Entlang der z-Koordinate

Griechische Symbole

α	Initiales Geschwindigkeitsdefizit []
γ	Drallverhältnis []
δ	Verdrängungsdicke [m]
ε	Austrittswinkel der Spaltströmung zur Sehne [°]
η	Wirkungsgrad []

κ	Isentropenexponent []
ξ	Radial nach innen gerichtete Koordinate/Immersion [m]
Π	Druckverhältnis []
ρ	Dichte [kg/m ³]
σ	Standardabweichung []
τ	Spalthöhe [m]
ϕ	Lieferzahl []
ψ	Druckziffer []
ω	Winkelgeschwindigkeit [rad/s] / Druckverlustbeiwert []
ϑ	Winkel in Umfangsrichtung [°]

Abbildungsverzeichnis

1.1	Typische Kostenstruktur einer international agierenden Airline	1
1.2	Entwicklung des Durchschnittsverbrauchs und der Emissionen	3
1.3	Auswirkung der Verdichterstabilisierung auf die Leistungsdaten	5
2.1	Stoßsystem transsonischer Verdichter	12
2.2	Verlustbeiwerte in Abhängigkeit der Anström-Machzahl	13
2.3	Abschätzung der Auswirkungen von Blockage auf die Leistungsdaten	15
2.4	Wirbelbildung aus Spalt- und Hauptströmung	16
2.5	Spaltwirbeltopologie im Auslegungspunkt und nahe der Stabilitätsgrenze	18
2.6	Zusätzliche Verdrängungsdicke durch negative Axialgeschwindigkeiten	20
2.7	Statische und dynamische Stabilität nach <i>Greitzer (1981)</i>	24
2.8	Kritisches Geschwindigkeitsverhältnis und Zusammenbruch des Wirbels	26
2.9	<i>Leading edge spillage</i> und <i>backflow</i> nach <i>Vo et al. (2008)</i>	28
2.10	Ausprägungen von <i>rotating stall</i> in Verdichterstufen nach <i>Day (2006)</i>	32
2.11	Auslegungsparameter achsensymmetrischer Gehäusestrukturierungen	37
2.12	Auslegungsparameter axialer Schlitze	39
2.13	Belastung des Schaufelprofils durch Umfangsneigung der Axialschlitze	41
2.14	Kombinierte Entwürfe nach <i>Brignole und Zscherp (2009)</i> und <i>Seitz (2003)</i>	42
2.15	Externe Rezirkulation nach einem Konzept von Hathaway (2002)	44
3.1	Schnittansicht des Transsonischen Verdichterprüfstands	48
3.2	Rotor-1 und Stator-2	48
3.3	Sondengeometrie	52
3.4	Messraster der Wanddruckmessungen und mit Stator-Instrumentierung	55
3.5	Passagenrekonstruktion aus den Phasenwinkeln	58
4.1	Geometriedaten der Umfangsnuten	60
4.2	Vergleich der Kennfelder R-1 S-2 mit glattem Gehäuse und Umfangsnuten	62

4.3	Sondenmessungen am Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrads (<i>PE</i>)	64
4.4	Relativmachzahlverteilung am Betriebspunkt <i>PE</i>	65
4.5	Radiale und axiale Geschwindigkeitskomponenten, Betriebspunkt <i>PE</i>	65
4.6	Sondenmessungen am Betriebspunkt <i>NSSC</i>	67
4.7	Relativmachzahlverteilung am Betriebspunkt <i>NSSC</i>	68
4.8	Radiale und axiale Geschwindigkeitskomponenten, Betriebspunkt <i>NSSC</i>	68
4.9	Relative Standardabweichung der Wanddrücke (<i>NSSC</i>)	69
4.10	Umfangsmachzahlverteilung am Betriebspunkt <i>NSSC</i>	70
4.11	Relativmachzahl- und Umfangsmachzahlverteilung am Betriebspunkt <i>NS</i>	71
4.12	Relative Standardabweichung der Wanddrücke mit Umfangsnuten (<i>NS</i>)	71
4.13	Druckdifferenz entlang der projizierten Saug- und Druckseite am Gehäuse	72
4.14	Transiente Druckdaten bis zum Eintritt von rotating stall	73
4.15	Stall-Vorgänge mit Umfangsnuten	74
4.16	Stall-Vorgänge mit glattem Gehäuse	74
4.17	Wirkungsgradänderung und Pumpgrenzabstand über Formfaktor	76
5.1	Durch Vorwärtspfeilung hervorgerufene Effekte	77
5.2	Vergleich Rotor-4 mit Rotor-1	78
5.3	Totaldruckverhältnisse von R-4 und R-1 bei Nenndrehzahl	79
5.4	Extrapolation der Totaldruckverhältnisse von Rotor-1 auf geringeren Spalt	79
5.5	Sondenmessungen mit R-4 und R-1 am Betriebspunkt <i>PE</i>	80
5.6	Kennfelder von Rotor-4 mit glattem Gehäuse und Umfangsnuten	82
5.7	Geometrieparameter der verwendeten Axialschlitze	83
5.8	Kennfelddaten der Konfiguration Rotor-1 Stator-1 mit Axialschlitzen	84
5.9	Sondenmessungen mit Axialschlitzen am Betriebspunkt <i>NSSC</i>	85
5.10	Radiales Profil der bez. Enthalpiedifferenz	88
5.11	Totaldruckverteilung am Stufenaustritt von R-1 S-1 mit Axialschlitzen	88
5.12	Verlauf der outflow-functions	89
5.13	Parameterstudie mit Axialschlitzen	90
5.14	Totaldruckverteilung am Stufenaustritt bei weiterer Androssung	93

Tabellenverzeichnis

2.1	Einordnung der Phänomene von <i>part-</i> und <i>full span stall</i>	32
2.2	Stabilitätskriterien zur Verdichterauslegung	34
3.1	Auslegungsparameter Rotor-1 und Rotor-4	47
3.2	Messfehler der Leistungsdaten im Auslegungspunkt	51
3.3	Messfehler der Sondenmessungen im Auslegungspunkt	53
4.1	Parametervariationen für Umfangsnuten	75
5.1	Vergleich der Stabilitätsparameter	82

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Marktanalysen der Flugzeughersteller Airbus und Boeing zeigen, dass der weltweite Luftverkehr weiterhin stark zunehmen wird. Sie weisen alleine für das Passagieraufkommen eine Wachstumsrate von durchschnittlich 4,8% pro Jahr aus [Airbus(2009), Boeing (2009)]. Durch entsprechende Anpassung der Flottenkapazitäten und Modernisierung wird daher bis 2028 eine Nachfrage nach ca. 25.000 neuen Passagiermaschinen prognostiziert.

Trotz dieser Zahlen sieht sich die Luftfahrtbranche vor großen Herausforderungen, die aus wirtschaftlichen und ökologischen Aspekten entstehen:

Aus wirtschaftlicher Sicht geraten die Airlines stärker unter Druck. Der Ölpreis stellt mittlerweile die größte Belastung für Luftfahrtgesellschaften dar. Etwa 36% aller Gesamtausgaben entfallen auf Kerosinkosten, die damit noch vor Personalausgaben und Landegebühen liegen (Abbildung 1.1). Die höheren Preise können aber nicht direkt an die Passagiere weitergegeben werden, da eine Erhöhung der Ticketpreise eine geringere Nachfrage in gleicher Größenordnung nach sich zieht.

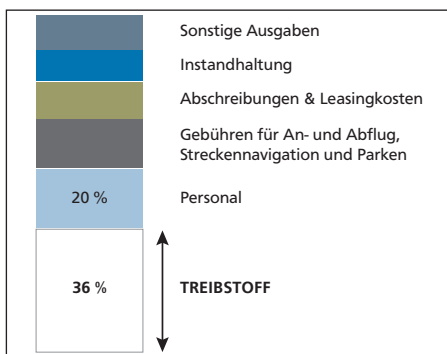


Abbildung 1.1: Typische Kostenstruktur einer asiatischen, international agierenden Luftfahrtgesellschaft nach Airbus (2008)

Die ökologischen Aspekte des Fliegens bilden weitere Randbedingungen: 2% der anthropogenen Kohlendioxid-Emissionen werden dem Luftverkehr zugeschrieben. Bei der vorhergesagten Entwicklung steigt der Anteil in den nächsten Jahren bereits auf 3%. Weitere, noch zu erforschende Probleme ergeben sich aus den in großen Höhen freigesetzten Schadstoffen und der Bildung von Zirruswolken durch Kondensstreifen [DLR (2007)]. Bestrebungen, den Beitrag des Luftverkehr an den klimatischen Veränderungen trotz der enormen Wachstumsrate zu reduzieren, gibt es beispielsweise von Seiten der Interna-

tional Air Transport Association [IATA (2009)] oder des Advisory Council for Aeronautic Research in Europe [ACARE (2008)]. Die Expertenkommissionen raten, bis 2020 den Ausstoß klimaschädlicher Gase pro geflogenem Passagierkilometer (*revenue passanger kilometer*, RPK) drastisch zu senken.

In der Luftfahrtbranche ist das Konfliktpotential zwischen ökonomischen und umweltpolitischen Gesichtspunkten glücklicherweise gering. Der Kostendruck hat schon in der Vergangenheit zu einer deutlichen Senkung des spezifischen Verbrauchs geführt, wie Abbildung 1.2 zeigt. Die Hintergründe sind vielseitig: Fluggesellschaften haben hierzu beispielsweise durch Verringerung der Flugfrequenz bei gleichzeitiger Erhöhung der Kapazitäten beigetragen. Die effektive Auslastung (Sitzladefaktor) der Passagiermaschinen erreichte im vergangenen Jahr mit Durchschnittswerten von annähernd 80% ein Rekordhoch. Die effizientere Nutzung der Lufträume hatte ebenso einen positiven Einfluss. Dennoch ist der Großteil der Einsparungen auf die Nutzung neuer Technologien zurückzuführen, zum Beispiel der kontinuierlichen Vergrößerung des Nebenstromverhältnisses moderner Zweikreis-Triebwerke.

Die Expertenrunden sehen auch für die anstehenden, großen Aufgaben bis 2020 die Technologieentwicklung als treibende Kraft. Der Umstrukturierung des operativen Geschäfts werden beispielsweise maximal 5% der benötigten Verbrauchsverringerung zugetraut, der Rest entfällt auf Flugzeug- und Triebwerkshersteller.

Dadurch verschärft sich allerdings die Situation in der Triebwerksindustrie: Das klassische Triebwerksdesign stößt an seine Leistungsgrenze, wodurch neue Konzepte notwendig werden. Die aktuellen Forschungsprojekte weisen eine Vielzahl unterschiedlicher Bauformen auf: Getriebefans, rekuperative Entwürfe oder Open-Rotor-Antriebe müssen auf ihre jeweilige Tauglichkeit geprüft werden.

Das Entwicklungsrisiko nimmt durch steigende Kosten und geringere Erfahrungswerte zu. Den Markterfolg wird das Modell mit dem geringsten schubspezifischen Verbrauch und gesteigerter Betriebssicherheit erringen. Dem Verdichter kommt dabei eine besondere Bedeutung zu, weil er die Schlüsselkomponente für Effizienz, Leistungsdichte und Stabilität darstellt.

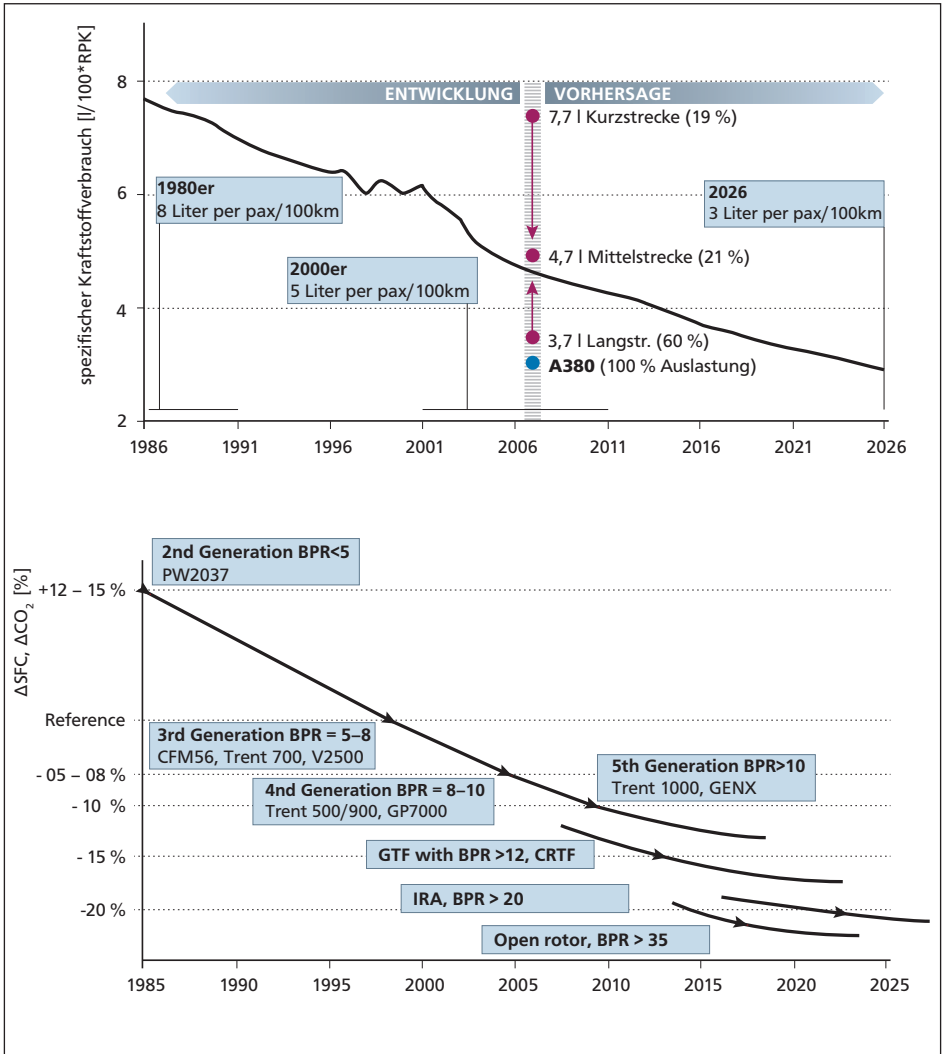


Abbildung 1.2: oben: Entwicklung des Durchschnittsverbrauchs [Airbus (2009)]; die mittleren Verbrauchsdaten nach Flugstrecke wurden am Beispiel von Lufthansa (2010) hinzugefügt; unten: Reduktion des durchschnittlichen Verbrauchs sowie der Emissionen mit technologischem Fortschritt nach Arndt (2007); Abkürzungen: pax: passanger; SFC: specific fuel consumption; BPR: by-pass ratio; GTF: geared turbofan; IRA: intercooled recuperated engine; CRTF: counter rotating turbofan

1.2 Problemstellung

Die Anforderungen an zukünftige Triebwerke lassen sich in konkrete Entwicklungsziele für Verdichter umformulieren [Engber (2007)]. Im Vordergrund stehen dabei:

- Vergrößerung der Verdichterförderhöhe
- Erhöhung der Stufendruckverhältnisse
- Bessere Komponentenwirkungsgrade
- Geringeres Gewicht
- Niedrigere Kosten (Herstellung, Wartung)
- Größerer Stabilitätsbereich

Die Entwicklung der Druckverhältnisse ziviler Turbofans über die letzten Jahrzehnte zeigt ein stetiges Wachstum, was unter anderem mit der technologisch möglich gewordenen Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur T_{t4} zusammenhängt: Bei der Optimierung des thermodynamischen Kreisprozesses stehen die Turbineneintrittstemperatur T_{t4} sowie die Verdichterförderhöhe Π_{ges} als Parameter zur Verfügung. Sie sind beispielsweise über den leistungsspezifischen und den schubspezifischen Verbrauch miteinander verbunden. Eine Verringerung des Brennstoffeinsatzes erfordert die Anhebung von T_{t4} bei gleichzeitiger Erhöhung des Verdichter-Totaldruckverhältnisses. Die Grenzen werden gesetzt durch die in den Turbinenstufen verfügbare Kühlungstechnologie.

Bei neuesten Entwicklungen mit sehr großer Verdichterförderhöhe entstehen allerdings zusätzliche Probleme aus der hohen thermischen Belastung der letzten Hochdruckverdichterstufe sowie des Brennkammereintritts. Zudem kann die Steigerung der Verdichterförderhöhe nicht durch zusätzliche Stufen erfolgen. Dies würde deutliche Nachteile in der Leistungsdichte des Antriebs mit sich bringen, was sich auf die Flugzeugstruktur auswirkt und die maximale Nutzlast reduziert. Fertigungs- und Wartungskosten würden ansteigen. Daher muss das Stufendruckverhältnis erhöht werden, was allerdings einen nicht unerheblichen Einfluss auf die mechanische und aerodynamische Stabilität ausübt. Aus aerodynamischer Sicht stellt der Verdichter daher die stabilitätskritischste Komponente eines Triebwerks dar. Wird der Bereich stabilen Betriebs überschritten, kann es zu schweren Schädigungen der Komponenten oder sogar zu einem Komplettausfall des Triebwerks kommen.

Bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze werden die Schaufelprofile immer stärker belastet, wodurch Ablösungen und Blockagegebiete entstehen. Der Anströmwinkel vergrößert sich erheblich, was zu einer Fehlanströmung der Schaufel und zu weiteren Ablösungen führt. Bei hochbelasteten Verdichtern treten die stabilitätslimitierenden Phänomene häufig an der Rotor-Blattspitze auf. In diesem Bereich bildet sich der Spaltwirbel aus, der durch den Druckgradienten im Laufspalt zwischen Saug- und Druckseite entsteht. Zudem entstehen in sogenannten transsonischen Verdichterstufen aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeiten Verdichtungsstoßsysteme im gehäusenahen Teil der Schaufel, die die Strömungssituation stark verkomplizieren.

Wenn die geforderte Druckerhöhung bei einem bestimmten Massenstrom nicht mehr aufrecht erhalten werden kann, kommt es zunächst zu einer umlaufenden Strömungsablösung, dem sogenannten *rotating stall*. In Folge dieses Effektes sinkt das vom Verdichter gelieferte Druckniveau weiter ab, so dass sich stromab liegende Energiespeicher entgegen der beabsichtigten Strömungsrichtung entleeren können. Der Verdichter arbeitet anschließend wieder bis zum erneuten Versagen. Dieser als Pumpen bekannte Effekt repräsentiert eine Instabilität, die nicht mehr alleine den Verdichter, sondern das komplette Antriebssystem betrifft. Drei bis fünf Pumpzyklen können pro Sekunde auftreten. Schädigungen des Triebwerks durch Schwingungsrisse, Überhitzung und Anstreifen der Schaufeln am Gehäuse sind die Folge.

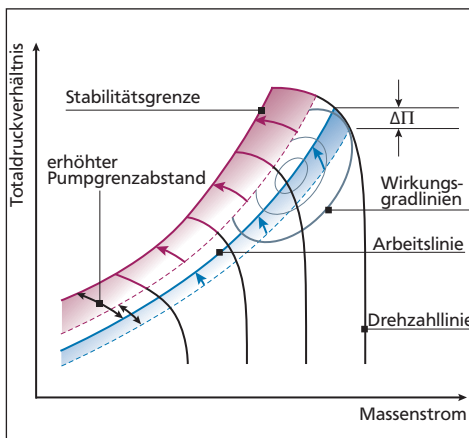


Abbildung 1.3: Auswirkungen der Verdichterstabilisierung auf die Leistungsdaten, nach Hathaway (2006)

Die Arbeitslinie des Verdichters muss daher so festgelegt werden, dass unter Berücksichtigung aller Betriebszustände ein ausreichender Abstand zum Stabilitätslimit vorhanden ist. Dazu zählen Überlast und Beschleunigungsvorgänge, Teillastanforderungen während des Landeanflugs, Einlaufstörungen und Änderungen der geometrischen Parameter aufgrund von thermischer Ausdehnung des Gehäuses oder Erosion der Schaufeln.

Durch die Einhaltung eines ausreichenden Sicherheitsabstands wird außerdem das erzielbare Druckverhältnis sowie der Wirkungsgrad gegenüber den technologisch

möglichen Grenzen abgewertet. Gelänge es, den Betriebsbereich des Verdichters hin zu niedrigeren Massenströmen zu erweitern, könnte bei größerer Sicherheitsreserve ein höheres Druckverhältnis mit erhöhter Effizienz erreicht werden [vgl. *Hathaway (2006)*, Abbildung 1.3].

In der Entwicklungsphase eines neuen Verdichters werden bisher folgende Maßnahmen zur Steigerung des Stabilitätsverhaltens einer individuellen Stufe getroffen:

- Optimierung der Schaufelgeometrie: Durch dreidimensionale Gestaltung der Lauf- und Leitbeschaufelung werden verlustintensive Gebiete vermindert. Vorwärtsgerichtete Schaufelpfeilung hat einen positiven Einfluss auf die Strömungsphänomene, die mit dem Spaltwirbel in Verbindung stehen und reduziert die Gefahr einer Saugseiteablösung.
- Stufenabstimmung: in einem Mehrstufenverband arbeitet jeder Rotor auf seiner individuellen Charakteristik. Die Auslegungsprozesse müssen daher hinsichtlich Effizienz und Stabilität abgestimmt werden [*Obrecht (2006)*].
- Verstellbare Vorleiträder (engl. *variable inlet guide vanes*, kurz: VIGV): Bei transientem Betrieb werden VIGVs genutzt, um die Zuströmwinkel nachzuführen, die durch eine geänderte Drehzahl der Laufbeschaufelung entstehen.
- Abblaseventile: Werden kritische Zustände festgestellt, kann der Verdichter durch kurzfristiges Abblasen komprimierter Luft stabilisiert werden.

Die beiden letztgenannten Aspekte stellen als aktive Systeme einen großen konstruktiven und regelungstechnischen Aufwand dar. Der Einsatz im Triebwerk ist heute Standard, verursacht aber erhebliche Mehrkosten und zusätzliches Gewicht. Sie beeinflussen zudem nur in geringem Maße den bei hochbelasteten Verdichtern häufig kritischen Blattspitzenbereich.

Gehäusestrukturierungen (engl. *casing treatments*, kurz: CT) haben daher in den letzten Jahren eine Renaissance erfahren. Im Ringraum über dem Rotor werden Kavitäten eingebracht, die die Entstehung negativer Effekte des Spaltwirbels sowie der Blockagegebiete im Gehäusebereich reduzieren. Erfolgreich sind zum Beispiel Umfangsnuten oder axiale Schlitzte.

Die theoretisch zugrunde liegenden Wirkmechanismen basieren auf der Entnahme eines typischerweise geringen Teilmassenstroms und dem gezielten Wiedereinbringen in die Hauptströmung. Da es sich um eine passive Maßnahme handelt, sind die stabilitätsfördernden Mechanismen nur durch Druckkräfte des Strömungsfeldes getrieben und erfordern keine Regelung.

Casing treatments werden bereits in militärischen Serientriebwerken (Eurojet EJ200, Europrop TP400-D6) eingesetzt. In beiden Triebwerkstypen ersetzen Gehäusestrukturierungen sogar verstellbare Vorleiträder. Dennoch ist der Auslegungsprozess in der Industrie noch nicht etabliert, denn die Entwicklung eines *casing treatment* verfolgt zwei unterschiedliche Zielsetzungen, die mit jeweils eigenen Problemen behaftet sind:

- Maximale Verschiebung der Stabilitätsgrenze: Diese würde erreicht, wenn die Gehäusestrukturierungen auf das Strömungsfeld abseits des Auslegungspunktes bei niedrigeren Massenströmen optimiert werden. Voraussetzung ist, dass der Rotor an der Blattspitze versagt. Die Mechanismen, die zum Zusammenbruch der Strömung führen, sind aber nicht vollständig verstanden. Der Einfluss der Schaufelgeometrie auf das CT-Design sowie die Wechselwirkung mit Überschall-Strömungsfeldern, wie sie in modernen Rotoren vorherrschen, sind ebenso Gegenstand der aktuellen Forschung.
- Erhalt maximalen Wirkungsgrades: Am Auslegungspunkt selbst, an dem der Verdichter bis zu 90% seiner Betriebszeit läuft, sollte ein praxisnahes CT keine Wirkungsgrad-einbußen aufzeigen. Die veränderte Charakteristik des Verdichters darf zudem nicht zu einer Destabilisierung des Mehrstufenverbands führen.

Die Ziele sind nicht vollständig konträr, da sich die Druckgradienten bei Annäherung an die Betriebsgrenze erhöhen und die Strukturierung dadurch selbsttätig stärker „arbeitet“. Durch zusätzliche strömungsführende Flächen und durch die Interaktion der Hauptströmung mit den Teilmassenströmen müssen *casing treatments* aber in erster Näherung als zusätzlicher Wirkungsgradverlust gesehen werden.

Bei genauerer Betrachtung ist die Auslegung einer effizienten Gehäusestrukturierung jedoch durch Überkompensation möglich: Werden die Verluste im Rotor stärker vermindert als durch das CT hinzukommen, kann ein geringer Wirkungsgradgewinn die Folge sein. Da sich auch die Zuströmbedingungen von stromab liegenden Stufen ändern, müssen auch Austrittsparameter berücksichtigt werden.

In der Literatur schwanken die Ergebnisse neuerer Untersuchungen durch die hohe Anzahl der Abhängigkeitsparameter noch immer stark. Die experimentelle Datenbasis zu *casing treatments* in transsonischen Verdichtern ist gering, da weltweit nur wenige Prüfstände laufen, deren Ergebnisse veröffentlicht werden (vgl. Tabellen 8.1 und 8.2 im Anhang). Zudem sind Untersuchungen an subsonischen Maschinen nicht übertragbar, da die Auswirkung der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion sowie der Grenzschicht-Stoß-Interaktion nicht berücksichtigt werden können.

1.3 Zielsetzung

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, einen möglichst umfassenden Überblick der Auswirkungen eines achsensymmetrischen *casing treatments* auf die Leistungsdaten einer hochbelasteten transsonischen Verdichterstufe zu geben. Dazu wurden experimentelle Untersuchungen am transsonischen Verdichterprüfstand der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Folgende Aspekte wurden betrachtet:

- Veränderungen der stationären Betriebsdaten: Wirkungsgrad, Totaldruckaufbau an markanten Betriebspunkten sowie Betriebsbereich der Stufe
- Einfluss veränderter CT-Geometrie und Positionierung auf die Leistungsdaten
- Ableitung der Wirkweise von Gehäusestrukturierungen
- Mechanismen des Stabilitätsversagens mit CT
- Wechselwirkungen verschiedener stabilitätsfördernder Maßnahmen, wie beispielsweise Schaufelfeilung

Zur Zielerreichung wurde folgende Vorgehensweise gewählt:

- Identifizierung der Einflussfaktoren auf das Stabilitätsverhalten
- Auswahl der Messtechnik, um die versagenskritischen Mechanismen zu erfassen
- Vermessung der Konfiguration mit glattem Gehäuse als Referenzfall
- Gestaltung umfangssymmetrischer *casing treatments* und experimenteller Vergleich verschiedener Konfigurationen
- Hochauflösende Messungen mit bestem CT
- Potentialabschätzungen zur Einordnung der Leistungsfähigkeit

Die Einflussfaktoren auf den Stabilitätsbereich wurden auf theoretischer Grundlage erar-

beitet. Neben Kompressibilitätseffekten der Anströmung und dem allgemeinen Betriebsverhalten transsonischer Verdichter konnten zwei sich ergänzende Theorien identifiziert werden, denen im Hinblick auf effiziente Gehäusestrukturierungen besondere Bedeutung zukommt:

Das Versagenskriterium nach *Vo et al. (2008)* beschreibt simultane Effekte an der Vorderkante und an der Hinterkante nahe der Blattspitze beim Erreichen der Stabilitätsgrenze.

Neue Erkenntnisse zur Spaltwirbeltopologie, beispielsweise nach *Hah et al. (2009)*, geben Hinweise auf die Entstehung, den Verlauf sowie die instationären Effekte der Laufspaltströmung, die für ein Versagen des Verdichters verantwortlich gemacht werden.

Auf Basis der theoretischen Versagensmechanismen wurde eine Entscheidung zur messtechnischen Erfassung der Effekte getroffen. Da der Blattspitzenbereich des Rotors von besonderem Interesse ist, wurde die Standardinstrumentierung des Prüfstands mit instationären Drucksensoren in der Gehäusewand sowie mit einer Stator-Vorderkanten-Instrumentierung erweitert. Sondenmessungen hinter dem Rotor erlaubten zudem die Trennung der direkten gehäusenahen Effekte in der Rotorströmung von den induzierten Phänomenen in den Stufenkennwerten. Zudem wurde mit der Entwicklung optischer Zugänge die Voraussetzung geschaffen, mit *Particle Image Velocimetry* ein räumlich hochauflösendes Lasermessverfahren anwenden zu können.

Zunächst wurde eine Konfiguration mit glattem Gehäuse als Referenzfall vermessen. Die Ergebnisse liefern Hinweise auf die Stoßlage, die Spaltwirbeltrajektorie sowie deren Interaktion. Transiente Messungen zeigen die instationären Effekte im Strömungsfeld beim Eintritt von *rotating stall*. Die Daten dienten als Grundlage zur Entwicklung umfangssymmetrischer Gehäusestrukturierungen, die durch entsprechende Wirkung auf die Spaltwirbelentstehung eine Erweiterung des Betriebsbereichs vorweisen sollten. Die verschiedenen CT-Entwürfe wurden anschließend durch Kennfeldmessungen auf drei Drehzahlen hinsichtlich ihrer Effektivität beurteilt.

Die detaillierte Vermessung des *casing treatment* mit der stärksten Interaktion erfolgte an zwei markanten Punkten des Kennfelds, an denen ein direkter Vergleich mit dem glatten Gehäuse stattfinden konnte. Im Auslegungspunkt selbst ist insbesondere der Wirkungsgrad sowie das erreichte Totaldruckverhältnis von Interesse. Am Versagenspunkt mit glattem Gehäuse sollte der Vergleich der Strömungsfelder mit und ohne CT einen Hinweis auf die Wirkungsweise der Gehäusestrukturierung liefern. Zusätzlich wurde das Strömungsfeld

mit CT an dessen Versagenspunkt untersucht. Transiente Daten mit verschiedenen Drosselgradienten erlauben einen Einblick in die *stall*-Mechanismen mit strukturiertem Gehäuse.

Im letzten Schritt sollte die Leistungsfähigkeit der Umfangsnuten in einen erweiterten wissenschaftlichen Kontext eingebettet werden. Zwei Fragestellungen ergaben sich bei der Analyse der Daten:

- Gelingt die Erweiterung der Stabilitätsgrenze auch in Kombination mit einem modernen gepfeilten Rotor, der bereits durch die Schaufeloptimierung einen größeren Betriebsbereich aufweist?
- Wie positionieren sich Umfangsnuten als Gehäusestrukturierung gegenüber nicht-achsensymmetrischen Entwürfen (Axialschlitten)?

Zu beiden Punkten wurden zusätzliche experimentelle Untersuchungen vorgenommen: Für den Prüfstand existiert ein weiterer Rotor, der mit moderater Vorwärtspfeilung und geringerem Laufspalt bei sonst identischen Parametern einen deutlich vergrößerten Stabilitätsbereich aufweist. Die Messungen mit CT zeigten aber auch hier einen weiteren Zugewinn an Betriebsbereich.

Im Vergleich zu nicht-achsensymmetrischen Gehäusestrukturierungen schnitten Umfangsnuten im Zugewinn des Betriebsbereichs schlechter ab. Bei dieser zweiten Art von *casing treatment* treten aber auch einige Effekte im Zusammenhang mit der Statorströmung auf, was bei der Analyse berücksichtigt werden muss.

Die Struktur der vorliegenden Arbeit entspricht weitestgehend der oben beschriebenen Vorgehensweise, nur im Auswerteteil werden die Ergebnisse mit *casing treatment* den Resultaten mit glattem Gehäuse gegenübergestellt, um die Unterschiede klarer hervorzuheben.

2 Stand der Technik

2.1 Strömung in transsonischen Verdichtern

Die aerodynamischen Zusammenhänge in modernen Triebwerksverdichtern zur Steigerung des Stufendruckverhältnisses lassen sich in erster Näherung durch die Definitionen des isentropen Wirkungsgrads sowie der Eulerschen Momentengleichung darstellen:

$$\Pi_v = \left[\eta_{is} \cdot \frac{1}{c_p} \cdot \left(\frac{\Delta h_t}{u^2} \right) \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{T_{t1}}} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.1)$$

Gleichung 2.1 zeigt, dass bei konstantem Wirkungsgrad prinzipiell zwei Wege zielführend sind:

- die Anhebung der Schaufelbelastung, repräsentiert durch den Term $\Delta h / u^2$
- die Vergrößerung der Umfangsmachzahl, dargestellt durch den Term $\left(u / \sqrt{T_{t1}} \right)^2$

Die Erhöhung der Umfangsmachzahl wird in modernen Triebwerken durch einen mehrwelligen Aufbau oder durch ein Getriebe realisiert. Die Drehzahl des Hochdruckverdichters wird durch diese Maßnahmen von der Fan-Drehzahl entkoppelt, wodurch ein größerer Spielraum für die Optimierung entsteht und transsonische Stufen umgesetzt werden können. Die Grenzen sind zunächst mechanisch durch die Bauweise sowie das Verhältnis von Festigkeit zu Dichte der verwendeten Materialien festgelegt.

Aus aerodynamischer Sicht ergeben sich ebenfalls Grenzen. Die mechanisch realisierbaren Umfangsgeschwindigkeiten führen zu einer supersonischen Anströmung der gehäusenahe- nen Schnitte der Beschaukelung. Dort bildet sich ein komplexes Verdichtungsstoßsystem aus, das den Wirkungsgrad sowie das Stabilitätsverhalten stark beeinflusst.

Im Auslegungspunkt verläuft der Stoß als gekrümmte, anliegende Kopfwelle direkt vor der Profilvorderkante (Abbildung 2.1, links). Er endet senkrecht oder lambda-förmig auf der Saugseite der vorauslaufenden Schaufel (abschließender Kanalstoß).

Die eintretende Strömung wird durch die Stoßfront verzögert. Ein Prandtl-Meyer-Expansionsgebiet entlang des vorderen Teils der Saugseite beschleunigt die Strömung auf Relativmachzahlen oberhalb der relativen Eintrittsmachzahl, so dass der abschließende Kanalstoß stets stärker ausfällt als die gekrümmte Stoßfront, die sich stromauf der Vorderkante erstreckt.

Durch die Stoßverzögerung ist eine geometrische Umlenkung der Relativströmung zur Drallerhöhung theoretisch nicht notwendig [Cumpsty (1989), p. 195]. Die Kompressibilitätseffekte verursachen jedoch eine sogenannte supersonische Umlenkung, deren Stärke vor allem von der Eintrittsmachzahl, der Profilwölbung sowie dem Teilungsverhältnis t/s abhängt. Die genannten Parameter bestimmen auch die Beschleunigung der Strömung bis zum abschließenden Kanalstoß und damit die auftretenden Verluste.

Nahe der Stabilitätsgrenze verändern sich die Strömungsphänomene. Im Prüfstandsbetrieb wird der Verdichter zur Untersuchung dieses Betriebspunkts bei konstanter Drehzahl angedrosselt. Mit gleicher Umfangsmachzahl stellt sich entsprechend der Drosselcharakteristik ein geringerer Massenstrom ein und der Gegendruck am Stufenaustritt steigt. Das Verdichtungsstoßsystem verschiebt sich dadurch stromauf. Es bildet sich eine gerade, abgelöste Kopfswelle [Abbildung 2.1 rechts, vgl. Böls (2005)].

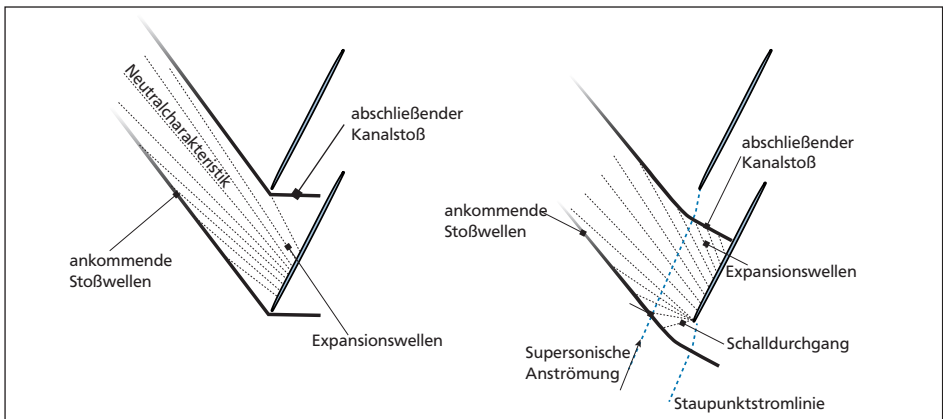


Abbildung 2.1: links: Stoßsystem transsonischer Verdichter an der Blattspitze bei Betrieb am Auslegungspunkt [Cumpsty (1989)]; rechts: Abgelöste Stoßfront bei starker Androsselung, nach Grieb (2009) und Böls (2005)

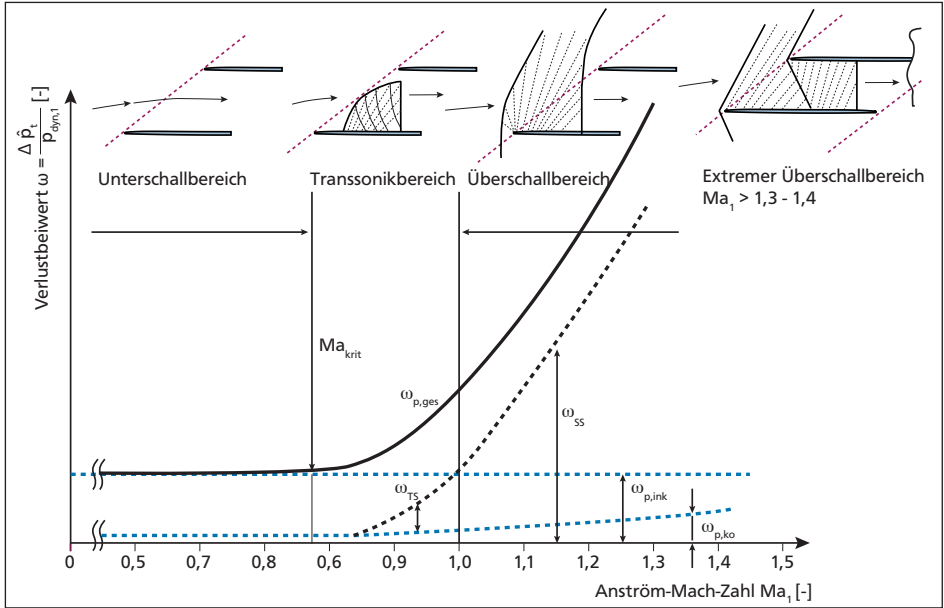


Abbildung 2.2: Verlustbeiwerte in Abhängigkeit der Anström-Machzahl nach *Grieb (2009)*, S. 185. Abkürzungen: TS: transsonisch; SS: supersonisch; Ko: kompressibel; Ink: inkompressibel

Die Vorstoßmachzahl auf der Saugseite steigt durch die nun verstärkte Prandtl-Meyer-Expansion an. Die Schaufelbelastung ist daher durch die auftretenden Verluste begrenzt und sehr eng mit dem Stabilitätsverhalten der Verdichterstufe verbunden.

Gegenüber subsonischen Beschauelungen treten bei supersonischer Anströmung nach *Grieb (2009, S. 170ff)* zwei dominante Profil-Verlustmechanismen auf: die Zunahme der Impulsverlustdicke der Grenzschichten sowie die Stoßverluste. Letztere stellen den weitaus größeren Anteil dar und wachsen exponentiell (Abbildung 2.2). Nach oben genannter Quelle erfolgt eine analytische Abschätzung des Totaldruckverlustbeiwertes ω_{SS} über den Vergleich mit einem senkrechten Stoß bei einer mittleren, relativen Saugseiten-Machzahl als Vorstoßbedingung ($\Delta\hat{p}_t$ bezeichnet den Totaldruckverlust der Stoßfront):

$$\omega_{SS} = \frac{\Delta\hat{p}_t}{p_{dyn,1}} = \frac{1 - \hat{p}_t / p_{t1}}{(p_{dyn} / p_t)_1} \quad \text{mit} \quad \frac{\hat{p}_t}{p_1} = \overline{f(Ma_{SS})} \quad \text{und} \quad \overline{Ma_{SS}} = \frac{Ma_1 + Ma_{max,SS}}{2} \quad (2.2)$$

Laut Freeman und Cumpsty (1989) steigt die stoßbedingte Entropiezunahme entsprechend dem Term $(Ma_1 - 1)^3$.

Auf ein weiteres Phänomen wird in Schlichting (2006) eingegangen: Der plötzliche statische Druckanstieg hinter dem Stoß kann zu einer induzierten Ablösung der turbulenten Grenzschicht auf der Saugseite und somit zu weiteren großen Verlusten führen. Der Effekt tritt auf, wenn ein Totaldruckverhältnis über den Stoß erreicht wird, das einem geraden Stoß mit $Ma_1 = 1,3$ entspricht. Cumpsty (1989, S. 216) relativiert diese Annahme mit dem Hinweis auf laminare Grenzschichten im Bereich der Prandtl-Meyer-Expansion, die wesentlich früher ablösen würden. Eine Grenzschicht-Stoß-Interaktion findet auch im Gehäusesebereich statt, wie beispielsweise von Hoeger et al. (1999) berichtet.

Die Berücksichtigung der Grenzschichtverläufe auf den Endwänden und im subsonischen Teil der Beschaukelung führte zur Entwicklung von Profilen mit geringem Streckungsverhältnis h/s . Durch eine vergrößerte Sehnenlänge s wird bei gleichem Enthalpieumsatz der adverse Druckgradient durch eine vergrößerte Lauflänge reduziert. Mit diesen sogenannten *wide-chord* Profilen lässt sich eine deutlich höhere Schaufelbelastung realisieren.

Die vorangegangenen Aspekte legen nahe, dass sich technisch relevante Entwicklungen für Triebwerksanwendungen unter Berücksichtigung eines ausreichenden Wirkungsgrades im Auslegungspunkt auf einen Machzahlbereich bis $Ma_1 = 1,7$ beschränken, wobei Totaldruckverhältnisse von bis zu 1,9 realisiert werden könnten [Steffens und Schäffler (2000)]. Der aktuelle Entwicklungsstand für zivile Luftfahrt lässt sich beispielsweise an den Leistungsdaten des Rolls-Royce Trent XWB für den neuen Airbus A350 (Erstflug 2012) ablesen. Erstmals wird hier ein Totaldruckverhältnis von 50 in 14 Stufen angestrebt.

2.2 Spaltströmung und Blockage

In hochbelasteten, modernen Rotorbeschaukelungen entsteht ein Großteil der Verluste an der Blattspitze. Dies ist neben den genannten Effekten vor allem auf die Interaktion der Passagenströmung mit der Spaltströmung zurückzuführen. Tan (2006) formuliert zwei Auswirkungen der Spaltströmung auf den Verdichterbetrieb:

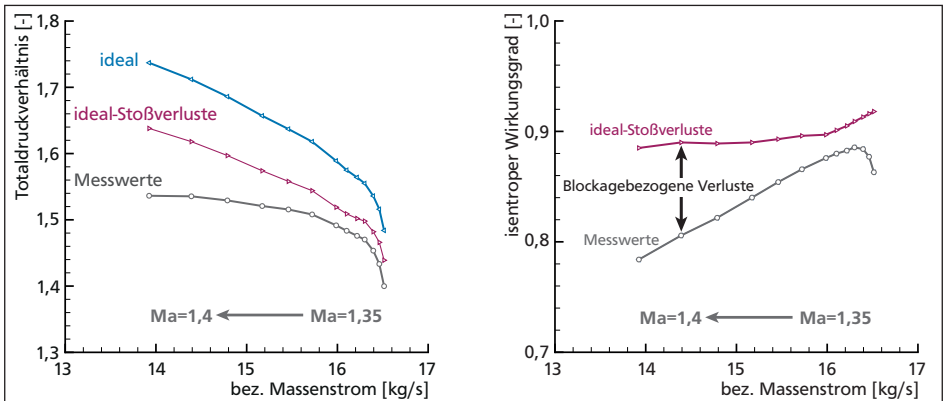


Abbildung 2.3: Abschätzung der Auswirkung von Blockage und Stoßverlusten auf die Leistungsdaten der Konfiguration Rotor-1 / Stator-2 mit glattem Gehäuse

- Fluiddynamischer Effekt: Verringerung des Totaldruckverhältnisses sowie des stabilen Arbeitsbereichs durch Blockage („Schaufelkraftdefizit“)
- Thermodynamischer Effekt: Totaldruck- und Wirkungsgradeinbußen durch die mit der Leckageströmung verbundene Entropieerhöhung

Die Wirkung dieser Effekte auf die Leistungsdaten der hier behandelten Verdichterkonfiguration bei Nenndrehzahl zeigt Abbildung 2.3 (zur Definition und Berechnung der Leistungsdaten vgl. Kapitel 3.1). Die ideale Charakteristik wurde für einen theoretischen Wirkungsgrad $\eta_{is}=1$ bestimmt. Eine Abschätzung der Stoßverluste erfolgte über den Vergleich mit einem geraden Stoß bei progressiver Zunahme der Vorstoßmachzahl von $Ma_1=1,35$ im Auslegungspunkt bis $Ma_1=1,4$ nahe der Stabilitätsgrenze. Die Werte basieren auf Lasmessungen. Da sie jedoch nur im Blattspitzenbereich erreicht werden, sind die Stoßverluste als sehr konservativ anzusehen und ihre Wirkung eher überrepräsentiert [vgl. Suder (1997)]. Der tatsächliche Abstand zur idealen Linie dürfte daher geringer ausfallen, so dass den blockagebezogenen Verlusten eine noch größere Bedeutung beizumessen ist.

Ist der Blattspitzenbereich auch für den Zusammenbruch des stabilen Betriebs verantwortlich, wird der Rotor als *tip-kritisch* eingestuft, was eine notwendige Voraussetzung für den erfolgreichen Einsatz von *casing treatments* ist. Ein effizientes CT-Design muss sich dabei an den auftretenden Phänomenen im Blattspitzenbereich orientieren, die nachfolgend erörtert werden sollen.

2.2.1 Spaltwirbelentstehung

Die Spaltströmung entsteht durch den Druckgradienten zwischen Druck- und Saugseite. Der Fluidmassenstrom, der durch den Spalt tritt, kann durch eine Komponente in Strömungsrichtung sowie eine Komponente senkrecht zur Sehne beschrieben werden (Abbildung 2.4). In der Passage rollt sich die Spaltströmung zu einem Wirbel (*tip leakage vortex*) auf, der sich schräg zur Hauptströmung in Richtung Druckseite der nachfolgenden Schaufel bewegt.

Unter der Annahme einer inkompressiblen, reibungsfreien Spaltströmung können in erster Näherung deren Eigenschaften mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung analytisch erfasst werden. Die Austrittsgeschwindigkeit senkrecht zur Sehne ergibt sich dann aus den mittleren Relativgeschwindigkeiten auf Saug- und Druckseite [Storer und Cumpsty (1991, 1994), Nomenklatur nach Grieb (2009), S. 196]:

$$w_{sp} = \sqrt{\frac{2 \cdot (\bar{p}_{DS} - \bar{p}_{SS})}{\rho}} = \sqrt{\bar{w}_{SS}^2 - \bar{w}_{DS}^2} \quad (2.3)$$

Der Austrittswinkel zur Sehne berechnet sich durch:

$$\cos \varepsilon = \frac{\bar{w}_{DS}}{\bar{w}_{SS}} \quad (2.4)$$

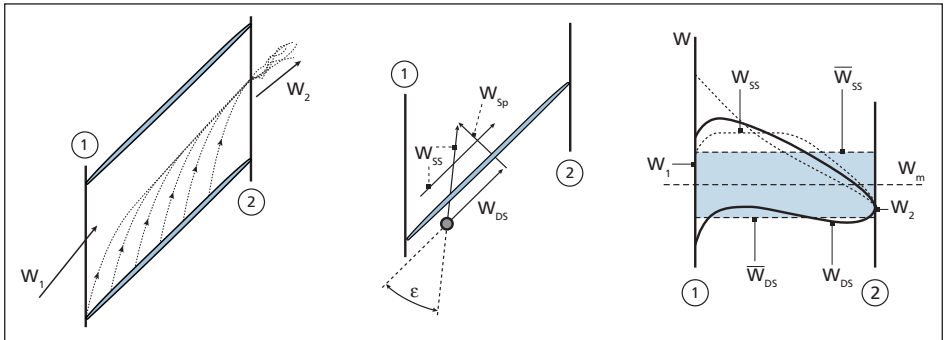


Abbildung 2.4: Wirbelbildung aus Spalt- und Hauptströmung und Bestimmung des theoretischen Austrittswinkels der Spaltströmung anhand der mittleren Geschwindigkeitsverteilungen nach Storer und Cumpsty (1994) und Grieb (2009). Abkürzungen: SS: Saugseite; DS: Druckseite; Sp: Spalt

Die Berechnungsannahmen haben stark vereinfachenden Charakter, da sie die gemittelten Geschwindigkeiten verwenden. Sie erlauben jedoch durch Berechnung der Impulse sowie des Relativwinkels eine grobe Abschätzung der Verluste, die durch die Scherkräfte zwischen beiden Strömungen entstehen [Storer und Cumpsty (1994)]. In Abschnitt 2.3.2 wird auf Basis der Betrachtung von Axialimpulsen an der Blattspitze zudem ein vereinfachtes Stabilitätskriterium eingeführt [vgl. Bennington et al. (2008)].

Unter Berücksichtigung der realen Profildruckverteilung entlang der Sehne stellt sich ein wesentlich differenzierteres Bild dar. In Abhängigkeit der lokalen Schaufelbelastung und des jeweiligen Betriebspunkts würden Winkel und Betrag der Spaltströmung stark variieren, so dass keine theoretisch-analytische Betrachtung der Vorgänge mehr möglich ist.

2.2.2 Spaltwirbeltopologie in transsonischen Verdichtern

An der Blattspitze transsonischer Verdichter wird die Ausprägung der Spaltströmung zusätzlich durch die kompressiblen Effekte beeinflusst. Durch die hohe positive Inzidenz im Bereich der Gehäusegrenzschicht entsteht eine sehr hohe Belastung im vorderen Bereich der Schaufel, da sich auf der Saugseite ein Druckminimum ausbildet [Storer und Cumpsty (1994)]. Dort entsteht der starke Teil des Wirbels, der sogenannte *core vortex*. Der hochbelastete Teil der Beschaukelung erstreckt sich von der Vorderkante bis ca. 20% der Profilsehne, wie übereinstimmend von Suder und Celestina(1996), Hoeger et al. (1999) und Hah et al. (2006, 2008) auf Basis numerischer Untersuchungen berichtet wird. Die Strömung über den Spalt ab 20% Sehnenlänge stellt den schwachen Teil des Spaltwirbels (*secondary vortex*) dar (Abbildung 2.5).

Die Quellen zeigen, dass der starke Teil des Spaltwirbels im Auslegungspunkt annähernd linear durch die Passage verläuft und den Stoß trotz des induzierten statischen Druckanstiegs ohne Querschnittsaufweitung passiert. Der schwache Teil tritt weitestgehend senkrecht zur Sehne aus dem Spalt aus und wird auf Höhe des *core vortex* stromab umgelenkt. Er besitzt eine relativ geringe Wirbelstärke.

An der Stabilitätsgrenze verschlechtert sich die Inzidenzsituation, da bei geringerem Massenstrom die Grenzschichtdicke zunimmt. Das eintretende Fluid über der Vorderkante wird stärker umgelenkt. Durch die Prandtl-Meyer-Expansion kommt es zur Ausbildung einer sogenannten Saugspitze mit starken Geschwindigkeitsüberhöhungen entlang der Saugseite bis zum abschließenden Kanalstoß. Die Stoßlage befindet sich in diesem Betriebspunkt weiter stromauf, die Stoßstärke nimmt entsprechend der Gegendruckbedingungen zu. Die

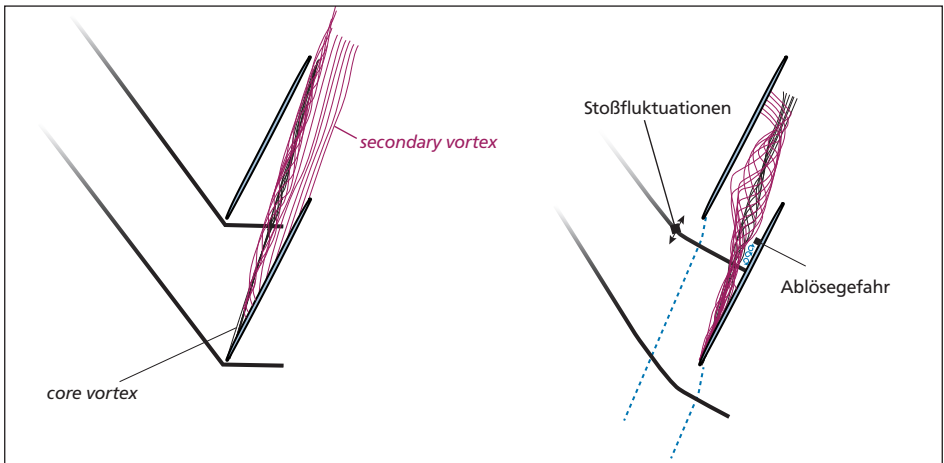


Abbildung 2.5: links: Spaltwirbeltopologie im Auslegungspunkt; rechts: nahe der Stabilitätsgrenze entsprechend der numerischen Untersuchungen von Suder und Celestina (1996), Hoeger et al. (1999), Hah et al. (2006, 2008)

veränderte Schaufelbelastung wirkt sich deutlich auf die Spaltwirbelentstehung aus. Die Verschiebung des Impulsverhältnisses zwischen Hauptströmung und Spaltströmung bewirkt eine Zunahme des Austrittswinkels aus dem Spalt. Der *core vortex* bildet sich weiterhin separat aus, interagiert aber stark mit dem Stoß. Der schwache Teil tritt über den starken Teil hinweg und trifft die nacheilende Schaufel im Bereich der Vorderkante.

Der starke Teil des Spaltwirbels wird daher mit niedrigerenergetischem Fluid aus dem schwachen Teil des vorauslaufenden Profils gespeist, das deutlich geringere Geschwindigkeiten tangential zur Druckseite und einen niedrigeren Totaldruck aufweist, da die Durchquerung der Passage von starken Verlusten geprägt ist.

Das Phänomen, dass Teile des Fluids aus der Spaltströmung auch durch den Spalt der nacheilenden Schaufel transportiert werden, wird in der Literatur mit *double-leakage* bezeichnet. Spätestens unter Berücksichtigung dieses Effekts ist die dargestellte analytische Betrachtung nicht mehr möglich, da sie auf der Annahme beruht, dass der Totaldruck der Spaltströmung dem Totaldruck der Außenströmung entspricht. Die Folge sind erhebliche Abweichungen des vorhergesagten Winkels [Khalsa (1996)].

2.2.3 Auswirkungen des Spaltwirbels

Der Spaltwirbel zeigt in Verdichtern eine deutliche Auswirkung auf die Entstehung von Blockage. Der Begriff beschreibt eine Reduktion des effektiven Strömungsquerschnitts durch ein lokales Geschwindigkeitsdefizit. Die obigen Betrachtungen zeigen, dass eine Interaktion der quer zur Passage verlaufenden Spaltströmung mit der Hauptströmung solche Geschwindigkeitsdefizite hervorrufen kann, die auch stark vom Austrittswinkel abhängen. Die blockierte Fläche A_b lässt sich beispielsweise über

$$A_b \equiv \iint \left(1 - \frac{\rho v_m}{\rho_e v_e} \right) dA \quad (2.5)$$

definieren, wobei v_m die Geschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung und v_e die Geschwindigkeit am Rand des Blockagegebietes beschreibt [Khalid et al. (1999)]. Eine Blockage ist dann nicht existent, wenn $\nabla(\rho v_m)=0$ ist, was als Grenzkriterium verwendet werden kann. Die Berechnungsvorschrift entspricht formal dem Konzept einer Verdrängungsdicke [vgl. Schlichting (2006), S. 161], allerdings auf dreidimensionale Strömungsbedingungen adaptiert.

In einem entgegengerichteten Druckgradienten, wie er in einer Verdichterpassage herrscht, wird das Blockagegebiet schnell wachsen. Unter Vernachlässigung viskoser Effekte zeigten dieselben Autoren, dass die Blockage am Austritt A_{b2} eine Funktion des initialen Geschwindigkeitsdefizits über der Fläche A_1 sowie des normierten statischen Druckdeltas zwischen Ein- und Austritt ist:

$$\frac{A_{b2}}{A_1} = \alpha_0 \cdot \left[\left(\frac{1}{\sqrt{\alpha_0^2 - CP_s}} - \frac{1}{\sqrt{1 - CP_s}} \right) \right] \quad (2.6)$$

mit $\alpha_0 \equiv \frac{v_{b,1}}{v_1}$ (initiales Geschwindigkeitsdefizit) und $CP_s \equiv \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v_1^2}$ (Druckbeiwert)

Die Untersuchungen von Hoeger et al. (1999, 2000) zeigen, dass die Spaltströmung in transonischen Verdichtern durch die hohen Staffelungswinkel an der Blattspitze negative Axialgeschwindigkeiten aufweist. Die Blockagewirkung der Spaltströmung lässt sich daher anhand einer lokalen zusätzlichen Verdrängung quantifizieren und somit von der gesamten Verdrängungsdicke separieren:

$$2\pi \int_0^{\delta_s} (\rho w_{ax} (r_{cas} - \xi)) \cdot d\xi = 0 \quad (2.7)$$

Gleichung 2.7 berücksichtigt dabei prinzipiell Rezirkulationsgebiete abgelöster Grenzschichten sowie die Auswirkungen der Spaltströmung (vgl. Abbildung 2.6). Die Anwendung der Methode auf numerische Simulationen des hier behandelten Rotor-1 zeigt, dass sich die Verdrängung im Auslegungspunkt bis zur Druckseite der nacheilenden Schaufel erstreckt und im Bereich der Stoß-/Spaltwirbel-Interaktion bis zu 10% der Kanalhöhe beansprucht. Nahe der Stabilitätsgrenze verschiebt sich der Verdrängungskörper stromauf und blockiert lokal bis zu 14% der Kanalhöhe.

Die Verluste, die durch die Spaltströmung hervorgerufen werden, entstehen aus der Vermischung von Spalt- und Hauptströmung sowie Dissipation des Wirbels. Die Verdrängungsdicke im Blattspitzenbereich verändert zudem die Stoßstruktur am Gehäuse [Hoeger et al. (1999)]. Während der umfangsgemittelte Verlustbeiwert annähernd linear entlang der Sehne steigt, zeigt der Bereich der Stoß-/Spaltwirbel-Interaktion einen plötzlichen Anstieg der Entropie. Dieser Bereich wird im Auslegungspunkt hauptsächlich von der Wechselwirkung des schwachen Teils des Spaltwirbels mit dem Stoß dominiert. Nahe der Stabilitätsgrenze zeigt auch der *core vortex* eine starke Interaktion mit dem wesentlich stärkeren Stoß und verliert in Folge deutlich an Wirbelstärke.

Versuche, Korrelationen zur Erfassung der Spaltströmungsverluste zu erlangen, wurden beispielsweise von *Storer und Cumpsty* (1991, 1994) auf Basis der im Abschnitt 2.2.1 gezeigten Vereinfachungen unternommen. Sie wiesen bei der Anwendung für eine größere

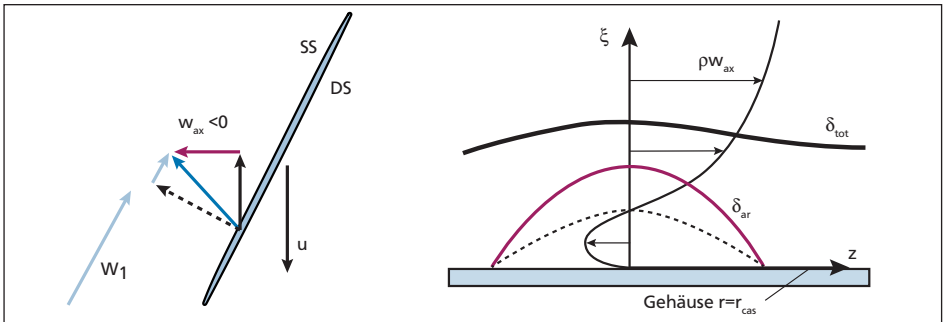


Abbildung 2.6: Zusätzliche Verdrängungsdicke am Gehäuse durch negative Axialgeschwindigkeiten der Spaltströmung nach Hoeger (1999).

Datenbasis jedoch „starke Unterschiede der Verlustbeiwerte (...) in Niveau und Tendenz“ auf [Grieb (2009, S. 195)], so dass bislang keine einheitlichen Gestaltungsrichtlinien abgeleitet werden konnten.

2.2.4 Einflussfaktoren

Auch wenn eine Vorhersage der Auswirkungen der Spaltströmung auf Leistungsdaten und Stabilität nicht möglich ist, lassen sich dennoch einige dominante Einflussfaktoren bestimmen:

Spalthöhe: Sinkt die relative Spalthöhe unter einen kritischen Wert, können sich die Phänomene im Blattspitzenbereich erheblich ändern. *Storer und Cumpsty (1991)* stellten in einer experimentellen Reihe an Kaskaden mit Spalt fest, dass sich die Spaltströmung nicht mehr zu einem Wirbel aufrollt und starke Ablösungen auf der Saugseite nahe der Hinterkante auftreten. *Khalid (1995)* unterstützt die Aussage mit Windkanal-Daten. Dies deutet darauf hin, dass es für die jeweilige Konfiguration eine optimale Spalthöhe gibt, was auch für hochbelastete Rotoren experimentell nachgewiesen wurde [vgl. *Cumpsty (1989), S. 343ff*].

Für größere Spalte als das Optimum stellen *Khalid et al. (1999)* und *Hoeger et al. (1999)* einen linearen Zusammenhang zwischen Blockage und relativer Spalthöhe fest. *Khalsa (1996)* weist darauf hin, dass auch der über den Spalt transportierte Massenstrom entsprechend skaliert werden muss.

Bei der Leistungsbeurteilung von Verdichtern führen größere Spalte daher immer zu einer Abwertung des Totaldruckverhältnisses und des Wirkungsgrades [die Beiträge von *Graf et al. (1998)*, *Hoeger et al. (1999)*, *Wisler et al. (2002)*, *Bergner et al. (2005)*, *Hoffmann und Ballmann (2005)* ergänzen die Datenbasis in *Cumpsty (1989), S. 344ff*]. Die Angaben zur Größenordnung des Einflusses fallen jedoch sehr unterschiedlich aus. Eine Verdopplung des Nominalspalts zieht nach diesen Quellen eine Reduktion des Totaldruckverhältnisses im Bereich von 2% bis 10% nach sich. Der Wirkungsgrad bricht zwischen 1% und 2% ein. Die diversen Auswirkungen auf den stabilen Betriebsbereich werden in Kapitel 2.3 näher erläutert.

Für die Übertragung der Prüfstandsdaten auf Triebwerksverdichter gilt zu beachten, dass ein optimaler Spalt aus mehreren Gründen nicht erreicht werden kann. Der Nominalspalt muss zunächst unter Berücksichtigung der thermischen und mechanischen Belastungen

auf Rotor und Casing so gewählt werden, dass ein Anstreifen auch während des *take-off* und im Landeanflug verhindert wird. Die Spaltänderungen, die sich beispielsweise während der Beschleunigung ergeben, liegen typischerweise im Bereich 1-3% der Rotorsehnenlänge [Cumpsty (1989), S. 344]. Zudem sorgen Fertigungstoleranzen und Exzentrizität für ungleich verteilte Spalte entlang des Umfangs. Entsprechend werden stationäre und rotierende Asymmetrien unterschieden, die einen bzw. zwei Bereiche mit größeren Spaltwerten über den Umfang aufweisen.

Graf et al. (1998) und di Mare et al. (2009) adressieren diese Problemstellung. Die jeweils untersuchten Spaltvariationen ergeben gemittelt den Nominalspalt, der als Referenz dargestellt wird. Beide Beiträge zeigen deutliche Auswirkungen auf das Totaldruckverhältnis und jeweils moderate Veränderungen des Wirkungsgrads. Interessanterweise treten die Umfangsvariationen der Strömungsgrößen in einem Phasenversatz zum Spaltverlauf auf. Die Amplituden steigen mit zunehmender Kanalhöhe [di Mare et al. (2005)] und mit zunehmender Schaufelbelastung [Graf et al. (1998)]. Letztgenannte Autoren stellen auch fest, dass sich das maximal erreichbare Druckverhältnis am maximalen Spaltwert orientiert, während sich die höchsten Wirkungsgrade durch den gemittelten Spalt bestimmen. Der stabile Arbeitsbereich wird um bis zu 10% reduziert. Umfangsvariationen höherer Ordnung zeigten einen geringeren Einfluss auf die Leistungsparameter.

In den Ergebnissen von Morris et al. (2008) ergeben sich bei Asymmetrien bis 24% des Nominalspalts im Mittel keine Abweichung des Totaldrucks oder des Wirkungsgrads. Die phasenverschobenen Umfangsvariationen werden allerdings bestätigt. Die Autoren weisen zudem darauf hin, dass mit dem Massenstrom auch der Inzidenzwinkel über den Umfang ungleich verteilt ist.

Staffelungswinkel: Grundsätzliche Überlegungen zur Veränderung des Staffelungswinkels über große Bereiche und zum Einfluss auf die Spaltströmung werden in Khalsa (1996) gezeigt. Werden die axiale Sehnenlänge sowie das Teilungsverhältnis konstant gehalten, ändert sich mit größerem Staffelungswinkel die Sehnenlänge erheblich. Dies führt zu einem insgesamt größeren Massenstrom durch den Spalt. Der auf eine Längeneinheit der Sehne bezogene Spaltmassenstrom nimmt jedoch ab, da die Schaufelbelastung und damit die Druckdifferenz über den Rotor sinken. Die Spaltströmung hat zudem einen geringeren Austrittswinkel, sodass mit zunehmendem Staffelungswinkel die Blockage geringer wird. Für hohe Ausgangs-Staffelungswinkel ($\sim 55^\circ$ und mehr), wie sie für transsonische Verdichter typisch sind, haben die Betrachtungen allerdings keine nennenswerten Auswirkungen mehr. Hier dominiert der Effekt, dass größere Staffelungswinkel die negative Axialkompo-

nente vergrößern [Hoeger et al. (2000)]. Die damit verbundene Verdrängung (bzw. Blockage) steigt dann mit dem Staffelungswinkel.

Teilungsverhältnis: Als genereller Trend gilt, dass mit geringerem Teilungsverhältnis auch die Schaufelbelastung abnimmt, was eine verminderte Spaltströmung und somit eine geringere Blockage zur Folge hat [Khalid et al. (1999)]. Durch den geringeren Abstand in Umfangsrichtung, den die Schaufeln dann zueinander aufweisen, können aber double-leakage-Effekte zunehmen, die wiederum eine höhere Blockage verursachen würden. Der Einfluss des Teilungsverhältnisses muss daher unter Berücksichtigung der jeweiligen Schaufelbelastung und Geometrieparameter beurteilt werden.

Einlauf-Grenzschicht: Mit zunehmender Verdrängungsdicke der Gehäusegrenzschicht steigt bei gleichbleibender Schaufelbelastung die Blockage an. Khalid et al. (1999) variierte die Verdrängungsdicke von 0 bis zur 3,5-fachen Spalthöhe, was typischen Werten in Triebwerken entsprechen soll. Gegenüber dem Nominalwert (1,3-fache Spalthöhe) veränderte sich die Blockage von -20% bis +20%.

Von Gümmer et al. (2008) werden numerische Untersuchungen zum Abblasen (bleed) der Grenzschicht durch eine Nut über dem Rotor bei 10% der Sehnenlänge präsentiert. Eine Entnahme von 1% des Hauptmassenstroms über die Nut führt demnach zu einer deutlichen Reduktion der negativen axialen Geschwindigkeitsanteile im Blattspitzenbereich. Die Spaltwirbeltrajektorien verliefen stärker zur Saugseite hin geneigt. Die Verluste im Blattspitzenbereich konnten lokal um bis zu 20% verringert werden, der positive Einfluss erstreckt sich über die oberen 25% Schaufelhöhe.

Machzahl: Die Abhängigkeit von der Machzahl ergibt sich durch die Interaktion der Spaltströmung mit dem Stoß. Eine höhere Vorstoßmachzahl bei gleicher Wirbelstärke führt zu einer stärkeren lokalen Interaktion und Blockage, die in der Schaufelpassage weiter anwächst [Puterbaugh und Brendel (1997), Hoeger et al. (1999), siehe auch Kapitel 2.3].

2.3 Zusammenbruch des stabilen Betriebs

Die starke Zunahme der Blockage sowie anderer Verlustmechanismen bedingen, dass bei weiterer Androsselung des Verdichters eine dynamische Stabilitätsgrenze erreicht wird. Ab diesem Punkt werden kleine Schwankungen des Massenstroms hin zu niedrigeren Werten nicht mehr durch eine Beschleunigung des Fluids korrigiert, da der resultierende Druckabfall des Verdichters größer ausfällt als der Druckabfall über der Drossel [Abbildung 2.7, vgl. Greitzer (1981), Day (2006)]. Am Stabilitätslimit treten in der Verdichterbeschaufelung umlaufende Ablöseblasen, sogenannte *stall*-Zellen auf. Der Druckaufbau bricht mit diesem Phänomen plötzlich ein und der Verdichter bewegt sich zunächst auf einer Sekundärcharakteristik, allerdings mit stark asymmetrischer Lastverteilung über den Umfang. Aufgrund der damit assoziierten Effekte wie Anstreifen und Schwingungsrissbildung muss *rotating stall* in hochbelasteten Verdichtern unbedingt vermieden werden. Zudem kann es Pumpen auslösen, das eine vollständige Zerstörung des Triebwerks nach sich ziehen könnte.

In der Literatur ist der transiente Übergang von stabilem zu instabilem Betrieb als *stall inception* bekannt. Unter diesem Begriff werden Mechanismen zusammengefasst, die an der Stabilitätsgrenze zum Zusammenbruch der stationären Strömung führen. Im Zusammenhang mit *tip*-kritischen transsonischen Verdichtern lassen sich zwei unterschiedliche Phänomene kurz vor *stall*-Eintritt erkennen, die die Blockage im Blattspitzenbereich stark vergrößern:

- Zusammenbruch des Spaltwirbels beim Stoßdurchgang (*vortex breakdown*)
- Verschiebung des Impulsverhältnisses von Spalt- und Hauptströmung mit Bildung einer Interaktionslinie in der Eintrittsebene der Rotorbeschaufelung (*spike-type stall inception*)

Beide Effekte können gemeinsam auftreten, die folgenden Darstellungen sind daher Beobachtungen aus Prüfständen, die

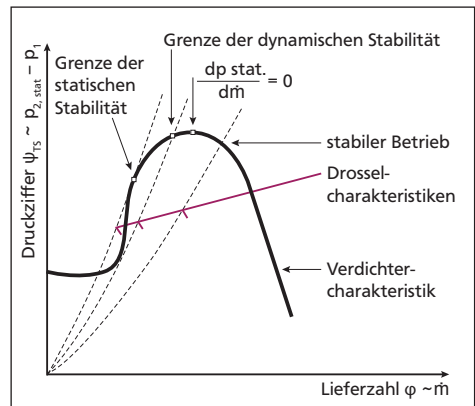


Abbildung 2.7: Statische und dynamische Stabilität nach Greitzer (1981)

eine starke Tendenz in die eine oder andere Richtung zeigen. Zudem muss berücksichtigt werden, dass in einem Betriebspunkt nahe der *stall*-Grenze das Strömungsfeld stark instationär ist. Die Stoßposition sowie die Spaltwirbeltrajektorie fluktuieren stark [Puterbaugh und Copenhaver (1997), Bergner (2006)]. Die beschriebenen Effekte sind stark dreidimensional und Wechselwirkungen mit umgebenden Komponenten spielen ebenso eine entscheidende Rolle. Die genauen Vorgänge sind nicht vollständig verstanden und werden weiterhin Gegenstand der Forschung sein.

2.3.1 Vortex Breakdown

Der Begriff definiert den Zusammenbruch des *core vortex* beim Durchdringen des Stoßes. Das Aufplatzen des Wirbelkerns hat eine starke Zunahme der Blockage zur Folge. Dieses Phänomen war aus Windkanaluntersuchungen lange bekannt und wurde von Schlechtriem und Lötzerich (1997) in einer transsonischen Rotorpassage festgestellt. Es kann nahe der Stabilitätsgrenze den dominierenden Mechanismus der Blockageentstehung darstellen. Die Bedingungen, unter denen ein *vortex breakdown* auftreten kann, untersuchten Thomer et al. (2001) und Klaas et al. (2005). Sie zeigten, dass die Spaltwirbel-Stoß-Interaktion zu einem lokalen Staupunkt und zu einem Ausbeulen des Stoßes führen kann. In der Folge entsteht eine deutliche Aufweitung des Wirbelkerns mit Rezirkulationsgebieten stromab des Stoßes (Abbildung 2.8 rechts). Die Autoren identifizierten eine Abhängigkeit von folgenden Parametern:

- Radiale Geschwindigkeitsgradienten des Wirbelkerns: stark ungleich verteilte Geschwindigkeitsprofile stellen ein größeres Risiko für den Zusammenbruch des Wirbels dar. Die Änderungen der Strömungsgrößen nach dem Stoß erzwingen eine Umverteilung der Geschwindigkeitsprofile und somit der Wirbelstärken im Kern gemäß des Kelvin-Theorems. Dies kann zunächst zu einer Aufweitung des *core vortex* [vgl. Hoeger et al. (1999)], und schließlich zum Aufplatzen des Wirbelkerns führen. Als Kriterium eines gerade noch stabilen Wirbels wird der Impuls des Wirbelkerns dem statischen Druck hinter dem Stoß gleichgesetzt [Wilke (2005)]. Mit der Geschwindigkeitsverteilung des Wirbels ergibt sich daraus eine Abhängigkeit der Wirbelstabilität vom Drallverhältnis. Dieses bestimmt sich aus der maximalen Umfangskomponente bezogen auf die minimale axiale Komponente der Wirbelgeschwindigkeiten vor dem Stoß (Abbildung 2.8 links):

$$\gamma = \frac{v_{\phi, \max}}{v_{z, \min}} \quad (2.8)$$

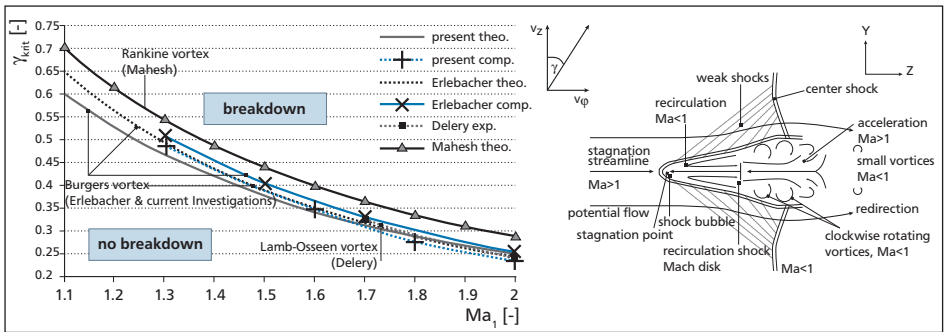


Abbildung 2.8: links: Darstellung des kritischen Geschwindigkeitsverhältnisses γ im Wirbelkern über der Vorstoßmachzahl; rechts: Strömungsvorgänge beim Zusammenbruch des Wirbels aus Thomer (2001)

- **Stoßstärke:** Mit steigendem Gegendruck nimmt die Interaktion zwischen dem Wirbel und der Stoßfront zu, da sich die ungleichförmigen Geschwindigkeitsprofile stärker auswirken. Die Stoßstärke variiert mit dem Wirbelradius. Die Betrachtung der senkrechten Komponenten auf die Stoßfront führt zu dem Schluss, dass Interaktionen mit senkrechten Stößen ungünstiger verlaufen als Interaktionen mit schrägen Stoßfronten. Dies wurde experimentell und numerisch bestätigt. Bei schrägen Stößen ändert sich zudem die Form des Rezirkulationsgebietes, die Stoßfront verläuft stark s-förmig im Bereich des Wirbelkerns.

Es zeigt sich daher, dass ein Aufplatzen des Spaltwirbels wahrscheinlicher wird, wenn bei gleichem Gegendruck die Axialgeschwindigkeit sinkt oder die Umfangsgeschwindigkeit des *core vortex* steigt. Die Konfigurationen, für die ein aufplatzender Spaltwirbel als *stall-inception* Mechanismus nachgewiesen wurde, besitzen bereits im Auslegungspunkt sehr hohe Druckverhältnisse $\Pi_t > 1,8$ und sehr geringe Laufspalte $\tau/h < 0,4\%$ (bezogen auf die Schaufelhöhe), was hohe Vorstoßmachzahlen sowie große Umfangsgeschwindigkeiten der Spaltströmung begünstigt. Die Datenbasis ist allerdings klein. Aus den verfügbaren Daten lässt sich folgendes Bild zeichnen:

Yamada et al. (2004) stellen bereits im Auslegungspunkt von NASA Rotor-37 eine blasenartige, periodische Aufweitung des Spaltwirbels beim Stoßdurchgang fest, wenn auch mit geringen Auswirkungen auf das gemittelte Strömungsfeld. Nahe der Stabilitätsgrenze nimmt die Interaktion stark zu, der Spaltwirbel bricht spiralförmig zusammen. Aus der Berechnung des Drallverhältnisses für den gleichen Rotor schlossen Hofmann und Ballmann (2005) aber, dass der aufplatzende Spaltwirbel keine ausreichende Begründung für

das Ansetzen von *rotating stall* liefert. An diesem Punkt überlagern sich allerdings zwei Effekte: Die abnehmende Zirkulation des *core vortex* hinter der Stoßfront bedingt, dass der schwache Teil der Spaltströmung, der sich fast senkrecht zur Sehne bewegt, nur unzureichend abgefangen und in axiale Richtung umgelenkt wird. Gleichzeitig steigt durch das Aufplatzen selbst die Blockage stark an. In der Folge nimmt *double-leakage* drastisch zu.

Die instationären Simulationen von *Yamada et al. (2008)* bestätigen dies. Der aufgeplatzte Wirbel fluktuiert sehr stark und trifft nahe der Vorderkante auf die nachlaufende Schaufel. *Hah et al. (2005)* und *Huang et al. (2007)* vermuten jeweils die selben Phänomene, verbunden mit dem Auftreten eines *spill forward* als Übergang zum instabilen Betrieb. Dabei tritt niedrigerenergetisches Fluid von der Druckseite über die Vorderkante in die nachlaufenden Passage ein. Dies führt zu negativen axialen Geschwindigkeitskomponenten der Strömung an der Blattspitze und daher zu einer weiteren signifikanten Verschlechterung der Inzidenzsituation.

2.3.2 Spike-type Stall Inception

Spikes werden kleinskalige, dreidimensionale Störungen des Blattspitzenbereichs genannt, die der Ausbildung einer *stall*-Zelle direkt vorausgehen können. Die Charakterisierung von *spikes* erfolgte zunächst in subsonischen Verdichtern [*Day (1993)*, *Camp und Day (1998)*, *Gong et al. (1999)*].

In transsonischen Verdichtern konnte *spike-type stall inception* unter anderem von *Bergner (2006)*, *Hah et al. (2006, 2007, 2009)*, *Gannon und Hobson (2007)* sowie *Bennington et al. (2008)* nachgewiesen werden. Die Vorgänge, die zur Entstehung eines *spikes* führen, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Mit Annäherung an die Stabilitätsgrenze verschiebt sich die Stoßfront stromauf, die Inzidenzsituation verschlechtert sich.
- Der schwache Teil der Spaltströmung tritt über den *core vortex* hinweg, wird von diesem nicht länger in axiale Richtung umgelenkt und trifft im Bereich der Vorderkante auf die Druckseite der nachlaufenden Schaufel, wodurch *double leakage* Effekte zunehmen.
- Durch den abnehmenden axialen Impuls der eintretenden Strömung und der Zunahme des negativen axialen Impulses der Spaltströmung bildet sich eine Interaktionslinie mit hoher Entropie an der Blattspitze aus, die sich stromauf verschiebt und schließlich die Eintrittsebene des Rotors erreicht [*Hoying et al. (1999)*].

An diesem Punkt müssen nach *Vo et al. (2008)* zwei Kriterien gleichzeitig erfüllt sein, damit sich eine *stall*-Zelle entwickelt und der stabile Betrieb zusammenbricht (Abbildung 2.9):

- *spill forward*: Die Trajektorie der Spaltströmung ist bei Erreichen der Druckseite der nachlaufenden Schaufel stromauf gerichtet. Niedrigenergetisches Fluid der Spaltströmung fließt daher unterhalb der Blattspitze direkt in die benachbarte Passage (auch *leading edge spillage*).
- *backflow*: Teile der Spaltströmung vorausseilender Schaufeln treffen im hinteren Bereich der Schaufel auf die Druckseite. Die zugehörigen Strömungsvektoren weisen ebenso negative Axialgeschwindigkeiten auf. Der Effekt kann früher als *spill forward* auftreten und verstärkt die Blockage erheblich, führt aber alleine nicht zur *stall*-Entstehung.

Die Verschiebung der Interaktionslinie zwischen eintretender Strömung und Spaltströmung wurde von *Bennington et al. (2008, 2010)* experimentell anhand von Anstrichbildern nachgewiesen. An der Linie, an der die axialen Komponenten beider Strömungen im Gleichgewicht stehen, verschwinden die axialen Wandschubspannungen.

Die Autoren gewinnen ähnlich der Vorgehensweise von *Storer und Cumpsty (1994)* (Kapitel 2.2.1) aus dem Impulsleichgewicht eine Gleichung für die axiale Position dieser Linie. Die Modellbildung zielt nur auf das Stabilitätsverhalten einer Stufe, das zunächst vom

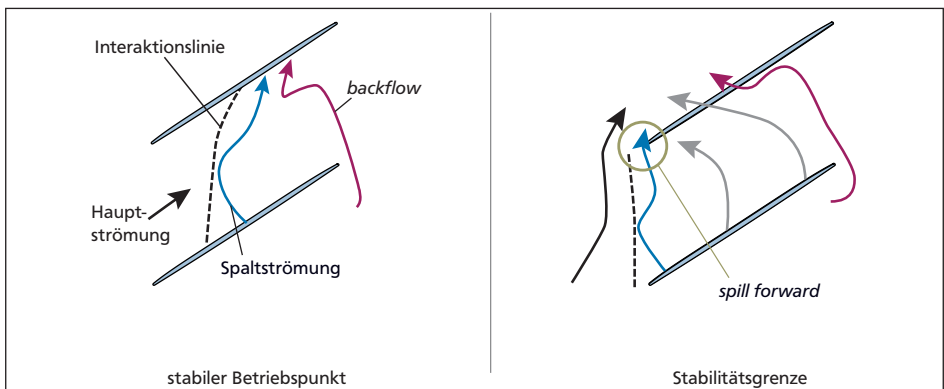


Abbildung 2.9: *leading edge spillage* und *backflow* nach *Vo et al. (2008)*

Spaltmaß τ , der Profildruckverteilung sowie dem Staffelungswinkel λ abhängt (Gleichung 2.9, Notationsweise mit Druckbeiwert CP_s aus Gleichung 2.6) :

$$x_z = x_0 - (0.6\tau)(6 \cdot CP_s) \sin^2(\lambda) \quad (2.9)$$

Bergner (2006) zeigte anhand experimenteller Daten des hier behandelten Prüfstands, dass die *double-leakage* Effekte zu einer Störung der Profildruckverteilung führen, in deren Folge die Stoßtrajektorie um bis zu 5° fluktuiert. Die Daten lassen erkennen, dass *spikes* mit einer stromauf gerichteten Stoßlagenverschiebung in einzelnen Passagen mit stark erhöhten Spaltströmungstrajektorien zusammenhängen. Der *spike* breitet sich zunächst entgegen der Strömungsrichtung aus und bildet nach wenigen Umdrehungen eine *stall*-Zelle.

Spikes laufen zunächst mit annähernd Rotorgeschwindigkeit um, im Relativsystem entgegen der Rotordrehrichtung. Die ersten auftretenden *spikes* werden meist gedämpft. In einem transienten Prozess wird eine Druckschwankung schließlich verstärkt, die Umfangsgeschwindigkeit nimmt auf 50% der Rotorgeschwindigkeit ab.

2.3.3 Rotating Instabilities

Instationäre Effekte haben einen großen Einfluss auf den Ablauf der *stall*-Entstehung. Die Änderung der Strömungsgrößen erfolgt allerdings teilweise nicht stochastisch, sondern in festen Frequenzbändern, sodass umlaufende Störungen entstehen.

Die Ergebnisse von Bae et al. (2004) zeigen, dass der Spaltwirbel selbst in einer Kaskade mit unterschiedlichen Spalthöhen und Strömungsgeschwindigkeiten eine dominante reduzierte Frequenz aufweist. Das Wirbelverhalten wurde mit einer von Crow (1970) entwickelten Stabilitätstheorie erklärt. Demnach wächst eine einzelne Wellenlänge stark an und führt zu Oszillationen in radialer und tangentialer Richtung. Maßnahmen zur Blockage-Reduktion durch Einblasung oder Impulsanregung zeigten sich besonders effektiv, wenn sie mit der entsprechenden Frequenz betrieben wurden [Bae et al. (2005)].

In rotierenden Systemen stellten Mailach et al. (2001) eine selbst-induzierte Oszillation des Spaltwirbels fest, die allerdings eher durch *double-leakage* als durch die von Crow (1970) beobachtete Instabilität geprägt ist.

Die häufigste Art umlaufender Störungen sind niederfrequente Wellen, die in subsonischen Verdichtern als *stall*-auslösender Mechanismus betrachtet werden [Camp und Day

(1998), Gong et al. (1999)]. In transsonischen Verdichtern wurden sie beispielsweise von Gannon und Hobson (2007, 2008) untersucht. In Abhängigkeit der untersuchten Drehzahl konnte bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze die Entstehung verschiedener niederfrequenter Wellen entlang der Umfangsrichtung nachgewiesen werden.

Sie bilden sich mehrere hundert Umdrehungen vor *stall*-Eintritt und führen zu Umfangsvariationen der Anströmungsgeschwindigkeiten. Geringere Massenströme traten in Passagen auf, in denen die Stoßfront gegenüber dem gemittelten Strömungsfeld stromauf verschoben ist. Damit wählen Gannon und Hobson (2008) einen ähnlichen Erklärungsansatz für modale Wellen, wie ihn Bergner (2006) für *spikes* gewählt hat. Die Ergebnisse stimmen insofern überein, als dass die Spaltwirbel-Stoß-Interaktion als der Bereich größter Instationarität identifiziert wurde. Zudem zeigen auch diese beiden Arbeiten, dass sich die Vorgänge im Blattspitzenbereich in einer selbst-induzierten Synchronisation manifestieren können, die deutlichen Einfluss auf die Entstehung einer *stall*-Zelle ausüben kann.

Die numerischen Untersuchungen von Hah et al. (2007) und Chen et al. (2007) zeigen in verschiedenen Rotoren eine Abhängigkeit der niederfrequenten Störung von der Verteilung der negativen Axialgeschwindigkeiten an der Blattspitze. Diese dürfte mit der vorgelegerten Stoßlage korrelieren, so dass die Aussage im Einklang mit den zuvor genannten Ergebnissen ist. Die Ergebnisse haben insgesamt Ähnlichkeit mit den unter Kapitel 2.2.4 kurz dargestellten Resultaten für asymmetrische Laufspalte sowie mit hier nicht gezeigten Untersuchungen zu Einlaufstörungen (Spakovszky et al. (2000), Madden et al. (2005)].

Die Auswirkungen auf den *stall*-Eintritt sind signifikant: Gannon und Hobson (2007) schreiben den modalen Wellen Inzidenzänderungen um bis zu 2° zu. Dennoch führen die niederfrequenten Störungen alleine nicht zur *stall*-Entstehung. Chen et al. (2007) machen *spikes*, die in den Wellentälern der Druck- und Geschwindigkeitsstörungen entstehen, dafür verantwortlich. Ähnliche Ergebnisse erzielten Camp und Day (1998) in subsonischen Verdichtern.

Die Ergebnisse zu rotierenden Instabilitäten haben in drei Punkten technische Relevanz:

- Grundlagenerforschung: numerische Untersuchungen mit periodischen Randbedingungen erscheinen unfähig, die tatsächlichen Effekte, die zur *stall*-Entstehung führen, abbilden zu können. Wenn stichhaltige Aussagen gewonnen werden sollen, muss eine instationäre Simulation des ganzen Umfangs herangezogen werden (*full annulus simulation*), wie die Arbeiten von Hah et al. (2007, 2009) und Chen et al. (2007) zeigen.

-
- Detektierung: Auch mit lange vor *stall*-Eintritt rotierenden Instabilitäten ist aufgrund der Bandbreite an Ergebnissen nicht notwendigerweise eine zuverlässige Vorhersage eines baldigen Strömungszusammenbruchs möglich. Die häufig anhand einzelner Stufen entwickelte Datenbasis wird zusätzlich durch Erkenntnisse geschwächt, die zeigen, dass die Stabilität im Mehrstufenverband anders bewertet werden muss. Axiale Schaufelreihen-Abstände [Gorrell et al. (2003), Inoue et al. (2002)] sowie verminderte *double-leakage* Effekte durch Nachläufe stromauf liegender Statorreihen [Sirakov und Tan (2003)] beeinflussen die auftretenden Phänomene maßgeblich.
 - Aeromechanik: Fällt die periodische Kopplung der Spaltströmung mit einer Eigenfrequenz der Schaufel zusammen, kommt es zu einer nicht-synchronen Vibration. Die aeroelastischen Effekte können beispielsweise zu einer Anregung der ersten und zweiten Torsionseigenschwingung führen, wie von Kielb et al. (2003) berichtet.

2.3.4 Entstehung von Rotating Stall

Die diskutierten transienten Entwicklungen am Stabilitätslimit führen letztlich zu einer vollständigen Verblockung einer oder mehrerer Passagen im Blattspitzenbereich. Unabhängig vom vorhergehenden Mechanismus scheint in transsonischen Verdichtern *spill forward* aufzutreten. Damit ergibt sich eine signifikante Verschlechterung der Inzidenzsituation der nachlaufenden Schaufel, in der neben einer Erhöhung der Blockage durch die steiler verlaufende Spaltströmung auch noch Ablösungen auf der Profilsaugseite auftreten können. Die Störung wächst daher entgegen der Rotordrehrichtung an. Durch die Ausweichbewegung der eintretenden Strömung werden die der blockierten Passage(n) vorausseilenden Schaufeln mit verbesserter Inzidenz angeströmt (*de-stall*).

Die Ausbildung einer *stall*-Zelle erfolgt als progressives oder als abruptes Abreißen der Strömung. Im ersten Fall bilden sich mehrere Zellen, die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind und nur Teile der Kanalhöhe für sich einnehmen (*part span stall*). Die Auswirkungen auf den Druckaufbau bleiben moderat.

Im zweiten Fall entsteht häufig nur eine singuläre Zelle, die die komplette Kanalhöhe und mehrere Passagen einnimmt. Die Umfangsgeschwindigkeit dieser *full span stall*-Zelle ist geringer, der dabei verursachte Totaldruckverlust fällt jedoch deutlich stärker aus [Day (2006)].

Der Übergang von Fall eins zu Fall zwei ist für konstante Drehzahlen bei weiterer Androsselung möglich. Die Rückkehr aus dem *rotating stall* durch Öffnen der Drossel zeigt

einen signifikanten Hysterese-Effekt, das heißt, die Entdrosselung führt erst bei wesentlich höheren Massenströmen als dem Versagenspunkt zu einer Stabilisierung des Betriebsverhaltens. Die Breite der Hysterese hängt unter anderem von der Durchflusszahl und der Schaufelbelastung ab. Die Eigenschaften und Ausprägungen von progressivem und abruptem Abreißen sind nach Day (2006) und Grieb (2009, S. 441) in Abbildung 2.10 und Tabelle 2.1 zusammengefasst.

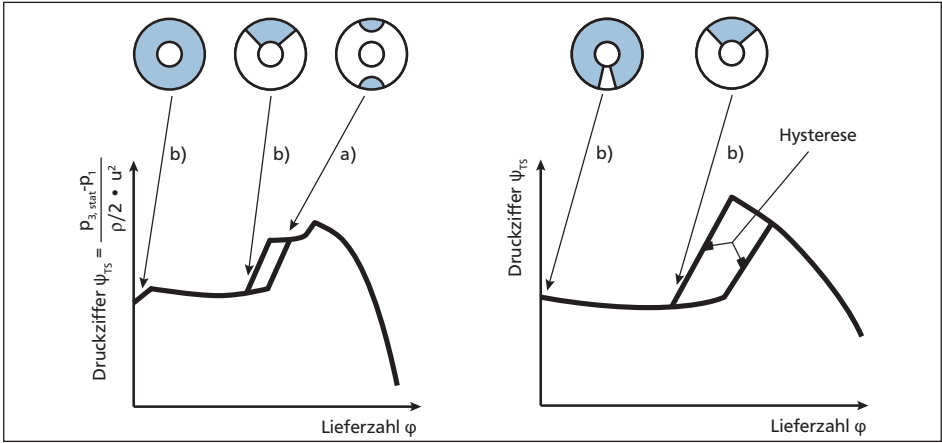


Abbildung 2.10: Ausprägungen von *rotating stall* in Verdichterstufen nach Day (2006) und Grieb (2009); links: sanftes Abreißen mittels *part span stall*; rechts: abruptes Abreißen mit *full span stall*

	a) sanftes Abreißen <i>part span stall</i>	b) abrupt. Abreißen <i>full span stall</i>
radiale Ausdehnung	Teile der Kanalhöhe	Ganze Kanalhöhe
Anzahl der Zellen	>1, gleichmäßig am Umfang verteilt	=1
radiale Lage	alle Zellen innen ODER außen	
typischer Flächenanteil A_{STALL}/A_{ges}	<25...30%	>30%
Umfangsgeschw. relativ zum Rotor	40...85%	20...40% (größere Zellen langsamer)
Anmerkungen	häufig für kleines Nabenverhältnis	häufig für großes Nabenverhältnis

Tabelle 2.1: Einordnung der Phänomene von *part-* und *full span stall* nach Grieb (2009) und Day (2006)

2.3.5 Bewertung der Stabilität und des Pumprisikos

Sind die Kennlinien eines Verdichters bekannt, wird zur Beurteilung der verbleibenden Stabilitätsreserve am Auslegungspunkt häufig ein relativ einfaches Kriterium herangezogen (Gleichung 2.10):

$$SM_1 = \frac{\Pi_{SG}^* - \Pi_{AP}}{\Pi_{AP}} \quad \dot{m}_{red} = \left(\dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_t}}{p_t} \right)_i = const. \quad (2.10)$$

Die Definition setzt allerdings voraus, dass der Verlauf der Stabilitätsgrenze (*stall margin*, *SM*) über weite Bereiche des Verdichter kennfelds bekannt ist, theoretisch sogar bis zu starker Überlast. Auf einzelne Kennlinien kann das Kriterium in dieser Form nicht angewandt werden.

Eine sinnvollere Definition ist daher durch die Betrachtung des auf die Austrittsgrößen bezogenen Durchsatzes (*outflow function*, vgl. Kapitel 5.2) am letzten stabilen Betriebspunkt sowie am Arbeitspunkt gegeben. Sie stellt daher ein Maß für die Änderung der Drosselfläche dar, die ausgehend vom Auslegungspunkt gerade zum Versagen des Verdichters führen würde. Durch Vernachlässigung der (geringen) Temperaturunterschiede beider Betriebspunkte erhält man eine Schreibweise, die den leichter bestimmbaren reduzierten Eintrittsmassenstrom enthält (Gleichung 2.11):

$$SM_2 = 1 - \left\{ \frac{\Pi_{AP}}{\Pi_{SM}} \cdot \frac{\dot{m}_{red,1_{st}}}{\dot{m}_{red,1_{ap}}} \right\} \quad (2.11)$$

Beide Definitionen einer Stabilitätsgrenze werden in der Literatur synonym auch als Pumpgrenzabstand oder Abreißreserve bezeichnet.

Um die Stabilitätsgrenze auch ohne Kenntnis der Verdichtercharakteristik abzuschätzen, wurden in der Vergangenheit verschiedene empirische Korrelationen entwickelt. Die bekanntesten unter ihnen sind die Belastungszahl, das deHaller-Kriterium sowie die Diffusionszahl (Tabelle 2.2).

Letztere lässt sich formal so aufbauen, dass sie die beiden zuvor genannten enthält. Dennoch werden auch in dieser Darstellungsweise Schaufelgeometrieparameter sowie die Gradientenverläufe der Geschwindigkeiten bzw. Drücke vernachlässigt, was für korrekte Erfassung der Ablösegefahr nachteilig ist.

Eine wesentlich bessere Korrelation lieferte Koch (1981) auf Basis experimenteller Daten von über 50 Verdichterkonfigurationen. Das semi-empirische Modell wurde in Analogie zur Betrachtung von Strömungen in zweidimensionalen Diffusoren entwickelt und berücksichtigt zahlreiche geometrische Parameter sowie Strömungsgrößen. Es erlaubt die Abschätzung der maximalen statischen Druckerhöhung einer Stufe. Trotz der Bemühungen, alle Einflussfaktoren zu erfassen, liegen einzelne Konfigurationen um bis zu 23% abseits der erwarteten Werte. Auffällig ist, dass insbesondere moderne Konzepte wie transsonische Rotoren oder Tandemrotoren, die nicht dem klassischen Entwurfskonzept von Unterschallbeschaukelungen entsprechen, zu den Ausreißern zählen.

Belastungszahl:

$$c_A \cdot \frac{s}{t} \leq 1,6 - 2,5$$

de Haller Kriterium:

$$\frac{v_2}{v_1} \geq 0,7$$

Diffusionsfaktor:

$$1 - \frac{v_2}{v_1} + \frac{v_\infty}{4 \cdot s / t \cdot v_1} + \frac{2 \cdot \Delta v_u}{v_\infty} \leq 0,6$$

Tabelle 2.2: Stabilitätskriterien zur Verdichterauslegung

Die offensichtlich reichhaltigen Einflussparameter scheinen eine gute Vorhersage des Betriebsbereichs a priori unmöglich zu machen. Ein Grund hierfür liegt in den zunehmenden Kompressibilitätseffekten. Nach Grieb (2009), S. 247 sinkt die Abreißreserve mit zunehmendem Druckverhältnis stark ab, wovon besonders mehrstufige Maschinen betroffen sind. Im Mehrstufenverband sind für verschiedene Drehzahlen jeweils unterschiedliche Stufen versagensgefährdet:

Im Bereich unterhalb der reduzierten Auslegungsdrehzahl ($\sim 70\% < (N/\sqrt{T_{t1}})_{\text{rel}} < 100\%$) ist die axiale Geschwindigkeitskomponente für die ersten Stufen zu gering, so dass in diesen Stufen der Inzidenzwinkel stark steigen wird [Bräunling (2000, S. 513)]. Es kann dadurch zum sanften Abreißen mit *part span stall* im vorderen Teil kommen. Weiter hinten liegende Stufen bleiben dennoch meist relativ unbeeinflusst von den Vorgängen.

Oberhalb der Auslegungsdrehzahl werden die hinteren Stufen am stärksten belastet, so dass diese zum Versagen neigen. Dies hat allerdings immer ein Zusammenbruch der Strömung des gesamten Verdichters zur Folge, so dass mit einem abrupten Abreißen *full span stall* nicht nur in einer Stufe, sondern axial durchgehend auftritt.

Eine Instabilität eines Rotors in den hinteren Stufen kann sich somit zu einer systemweiten Instabilität entwickeln. Liefert der Verdichter kein ausreichendes Druckverhältnis, können sich stromab liegende Energiespeicher entgegen der Hauptrichtung entleeren. Entlastung und erneutes Versagen können sich unter Umständen bei unveränderter Androsselung und Umfangsgeschwindigkeit zyklisch wiederholen. Dieser Vorgang wird Pumpen (*surge*) genannt. In Triebwerken führt der Vorgang zu einer massiven Strömungsumkehr, wobei auch unverbranntes Kerosin aus der Brennkammer bis zum Einlass transportiert werden kann. Der Vorgang wiederholt sich in einer Frequenz von 0,5 bis 12 Hz [Grieb (2009), S. 453]. Die thermischen und mechanischen Belastungen können zur völligen Zerstörung des Triebwerks führen.

Ob ein Verdichter beim Zusammenbruch des stabilen Betriebs „nur“ *rotating stall* aufweist oder zum Pumpen des Gesamtsystems führt, ist von mehreren Faktoren abhängig. Greitzer (1981) vereinfacht dazu den Verdichter auf den Strömungsquerschnitt stromauf und stromab des Turbosatzes, die Länge des Strömungskanals sowie das Volumen des Energiespeichers bis zur Drossel. Die Bilanzierungen der einzelnen Komponenten führen auf unterschiedliche dynamische Stabilitäten (vgl. auch Abbildung 2.7) in Abhängigkeit des jeweiligen Systems. Durch Berücksichtigung der Verdichter- und Drosselcharakteristiken sowie Stabilitätsaspekte konnte ein Zusammenhang durch den Greitzer B-Parameter formuliert werden, der hier in der mit experimentellen Daten optimierten Version B' gezeigt wird [Herleitungen finden sich z.B. in Greitzer (1981) und Day (2006)]:

$$B' = \frac{u}{2a} \sqrt{\frac{V}{A \cdot l}} \frac{\psi}{\phi} \quad (2.12)$$

Der kritische Wert wird in der Literatur mit $B' \approx 1,2$ angegeben. Bei kleineren Werten tritt für ein Verdichtungssystem *rotating stall* auf, größere Werte bedeuten, dass es zu immer stärker ausgeprägten Rückströmungen (und entsprechenden Hysteresekurven) kommt.

2.4 Gehäusestrukturierungen

Die Betrachtungen zur Stabilitätsgrenze *tip*-kritischer Rotoren zeigen, dass eine Manipulation der Strömungsvorgänge im Blattspitzenbereich zu einer Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs führen können. Vo et al. (2008) beispielsweise resümieren (Zitat):

„Any technique that delays either of the two criteria that set the flow solution limit should result in a favourable movement of the stall point“

Gehäusestrukturierungen haben sich für dieses Ziel in den vergangenen Jahren etablieren können. Möglich wurde dies durch die Verfügbarkeit hochauflösender Instrumentierung sowie moderner numerischer Verfahren, die ein erweitertes Verständnis der Verlust- und Versagensmechanismen bereitstellen. Da *casing treatments* im Gegensatz zu aktiven Systemen die Strömung über den gesamten Betriebsbereich des Verdichters beeinflussen, ist die genaue Kenntnis der Interaktion eine Grundvoraussetzung zur Erfüllung der Zielvorgaben hinsichtlich Stabilitätsenerweiterung und Effizienz.

Die Vielzahl möglicher Parametervariationen, die sich durch die geometrische Gestaltung und die Wirkung der Gehäusestrukturierung ergeben, führte bisher allerdings noch zu keiner einheitlichen Datenbasis. Einzige Gemeinsamkeit aller Gehäusestrukturierungen ist, dass sie durch eine relativ geringe radiale Einflussnahme nur für *tip*-kritische Rotoren geeignet sind, was erstmals von Greitzer et al. (1979) postuliert wurde. Die vollständige Entwicklungsgeschichte von Gehäusestrukturierungen seit 1950 fasst Hathaway (2006) zusammen.

2.4.1 Umfangsnuten

Häufigste Ausführungsart achsensymmetrischer *casing treatments* sind Umfangsnuten (*circumferential grooves*) mit rechteckigem Querschnitt (Abbildung 2.11). Die relevanten Veröffentlichungen seit 2002 sind zur Übersicht im Anhang in Tabelle A1 aufgeführt. Auffällig ist die sehr geringe Zahl experimentell validierter Studien mit transsonischen Verdichtern.

In Anlehnung an die von Wisler und Hilvers (1974) veröffentlichten „Faustregeln“ lassen sich die geometrischen Auslegungsparameter stabilitätsenerweiternder Umfangsnuten unter Berücksichtigung der heute zur Verfügung stehenden Datenbasis wie folgt zusammenfassen:

- Axiale Lage: Die Nuten sollten vollständig über der Sehne der Rotorschaukeln liegen. Die erste Nut setzt nahe der Schaufelvorderkante bis maximal 15% Sehnenlänge an. *Rabe und Hah (2002)*, *Shabbir und Adamczyk (2005)* und *Mileshin et al. (2008)* sehen zudem Nuten nahe der Hinterkante als überflüssig an, *Nezym (2004)* und *Hem-bera et al. (2008)* empfehlen eine deutliche Reduktion der Tiefe dieser stromab liegenden Nuten.
- Nutbreite: Die meisten effizienten casing treatments weisen Nutbreiten in der Größenordnung von 10% der Sehnenlänge auf. Die dazwischen liegenden Stege sind etwa halb so breit. Die Nutenzahl variiert zwischen zwei [*Rabe und Hah (2002)*] und sieben [*Huang et al. (2008)*], höhere Anzahlen zeigten sich mit relativ großen Wirkungsgradverlusten verbunden [*Wilke und Kau (2002)*]. Aus den Daten ergibt sich ein Verhältnis von offener zu geschlossener Oberfläche (Porosität) von ca. 70%.
- Nuttiefe: Die meisten veröffentlichten Untersuchungen verwendeten Nuttiefen, die mindestens die doppelte Nutbreite betragen. Ausnahmen bilden *Rabe und Hah (2002)* sowie *Perrot et al. (2007)*, die mit wesentlich flacheren Geometrien signifikante Erweiterungen des Betriebsbereichs erzielten.

Die damit erzielten Pumpgrenzerweiterungen liegen für transsonische Verdichter im Bereich von 6% bis 10%, die Wirkungsgradunterschiede bei $\pm 0,5\%$.

Einen allgemeingültigen Ansatz zur Analyse der Wirkung von Umfangsnuten veröffentlichten *Shabbir und Adamczyk (2005)*. Anhand numerischer Simulationen wurden die einzelnen Komponenten der axialen Impulserhaltung für ein Kontrollvolumen am Gehäuse eines subsonischen Axialverdichters berechnet. Sie zeigen, dass der der Strömung entgegengerichtete axiale Druckgradient im Falle des glatten Gehäuses nur durch die viskosen Scherkräfte auf den radialen Flächen des Kontrollvolumens ausgeglichen wird.

Mit Umfangsnuten tritt an den Öffnungsflächen eine zusätzliche Kraftkomponente auf, die durch den radialen Transport axialen Impulses gekennzeichnet ist:

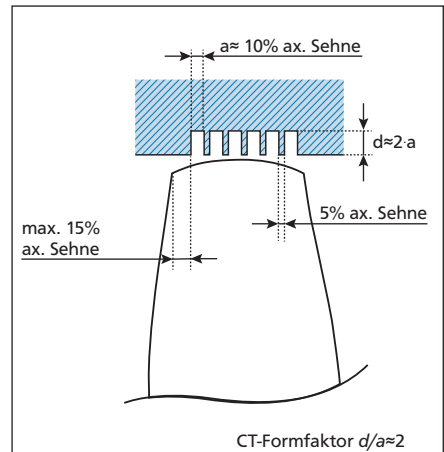


Abbildung 2.11: Auslegungsparameter achsensymmetrischer Gehäusestrukturierungen mit rechteckigen Umfangsnuten

$$\sum_{\theta, z} \Delta(p \, dA_z) = \sum_{\theta, z} \Delta(\tau_{rz} \, dA_r) - \sum_{\theta, z} \Delta(\rho \, v_r v_z \, dA_r) \quad (2.13)$$

Der radiale Transport erfolgt durch Ein- und Ausströmung im Öffnungsbereich der Umfangsnuten. Dieser Vorgang wird hauptsächlich durch den Druckgradienten im Blattspitzenbereich getrieben, der durch die Geometriegebung in Umfangsrichtung genutzt wird. Dies führt zu einer Reduktion der negativen Axialgeschwindigkeiten im Blattspitzenbereich. Die stabilisierende Wirkung der Umfangsnuten ist daher auf eine Verminderung der Blockageentstehung zurückzuführen.

Die Gleichgewichtsbedingungen zeigen, dass mit zunehmender Androsselung und somit höheren Druckgradienten der radiale Transport zunimmt. Entsprechend der Gleichgewichtsbedingungen bleibt der Betrieb auch mit geringeren axialen Scherkräften noch stabil. *Perrot et al. (2007)* bestätigen dies mit ihren Ergebnissen. Sie zeigen, dass die radiale Erstreckung des gehäusenahen Rückströmungsgebiets durch die Wirkung der Nuten stark vermindert wird.

Der individuelle Beitrag einer singulären Nut zur Stabilitätsenerweiterung sinkt mit einer weiter stromab liegenden Position, schwankt dabei aber in Abhängigkeit der Verdichterkonfiguration und deren Auslegung, wie beispielsweise von *Perrot et al. (2007)*, *Huang et al. (2008)* und *Houghton and Day (2009, 2010)* gezeigt wird. Es liegt daher nahe, jede einzelne Nut in Form, Ausrichtung und Tiefe entsprechend der Position an ihre strömungsmechanische Aufgabe anzupassen, wie von *Hembera et al. (2008)* vorgeschlagen. In neueren Patenten finden sich zudem Hinweise auf komplexe Nutgeometrien, deren Funktionsweise von der oben beschriebenen teilweise abweichen dürfte (Patente von *Barnett (2003)*, *Gümmer (2009)*, etc.). Messdaten solcher Konfigurationen existieren bis dato nicht.

2.4.2 Axialschlitze

Die neueren Veröffentlichungen mit axial eingebrachten Schlitzen in der Gehäusewand zeigen eine relativ große Übereinstimmung in ihrer geometrischen Ausprägung (Abbildung 2.12, Tabelle A2), allerdings nicht zwangsläufig in der Wirkung. Die Parameter dieser nicht-achsensymmetrischen Gehäusestrukturierung ergeben sich wie folgt:

- **Axiale Lage und Ausdehnung:** Die Länge der Schlitze liegt in der Größenordnung der axialen Rotorsehne. Ihre Überdeckung mit der Schaufel beträgt zwischen 25% und 50%. Die Grundform der Schlitze ist meist rechteckig oder als Halbkreis ausgeführt.

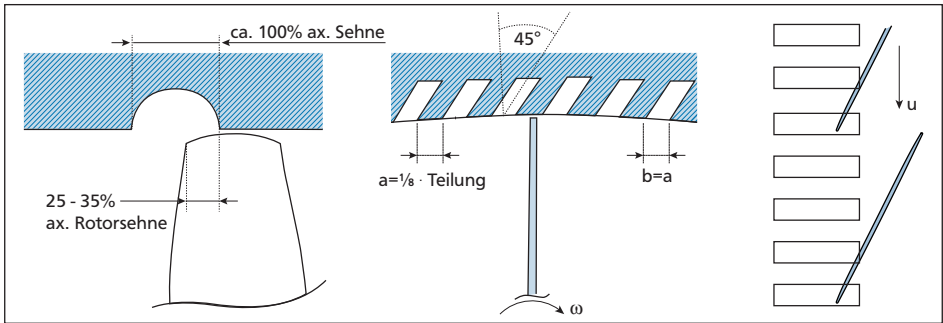


Abbildung 2.12: Auslegungparameter axialer Schlitze

- Nutbreite: Die erfolgreichsten Konfigurationen besitzen eine Porosität von 50% und 4-5 Schlitze pro Passage. Eine geringere Anzahl an Schlitzen und/oder geringere Porosität führt zu kleineren Verschiebungen der *stall*-Grenze, kann sich aber positiv auf den Wirkungsgrad auswirken [Clemen et al. (2009), Brignole et al. (2008)].
- Nutform: Wichtigstes Merkmal der Schlitzgeometrie ist eine Neigung gegenüber der radial-axialen Ebene um ca. 45° in Rotationsrichtung (engl. *skew*). Dies führt zu einer vergünstigten Einströmung in die Schlitze durch Anpassung der Geometrie an die hohe Umfangsgeschwindigkeit der Strömung. Eine Neigung in entgegengesetzter Richtung führt zu Abwertungen des Betriebsbereichs sowie des Wirkungsgrades [Takata und Tsukuda (1977)].

Die Schlitze können zudem, ähnlich des Rotor-Staffelungswinkels, gegenüber der Achse verdreht werden. Geschieht dies nur für den stromab liegenden Teil der Schlitze, handelt es sich um sogenannte *bend slots*.

Die maximalen Pumpgrenzabstände, die mit axialen Schlitzen in transsonischen Verdichtern erreicht werden konnten, übertreffen typische umfangssymmetrische Entwürfe, allerdings gibt es fast keine direkten Vergleiche mit identischen Randbedingungen. Die Zugewinne an Pumpgrenzabstand liegen im Bereich von 30% [Lin et al. (2008)]. Allerdings fallen auch die möglichen Wirkungsgradeinbußen mit bis zu -4% beträchtlich höher aus.

Die Wirkungsweise der Schlitze kann auf eine Rezirkulation eines Teilmassenstroms zurückgeführt werden. An dem Phasenwinkel, an dem das Rotorprofil bzw. die Stoßfront den Schlitz überdeckt, lässt sich die Öffnung der Kavität in zwei (idealisierte) Teilflächen mit unterschiedlichen Funktionen trennen: Stromab der fiktiven Trennlinie liegt die Öffnung

oberhalb der Profildruckseite bzw. hinter der Stoßfront. Durch den höheren statischen Druck unter der Öffnung wird Fluid in die Kavität verlagert (*bleed-Effekt*). Die Ausströmung (*blow*) erfolgt leicht zeitversetzt durch die stromauf liegende Teilfläche. Da diese vor der Stoßfront und auf der Saugseite liegt, ist der statische Druck entsprechend geringer. Mit zunehmender Androsselung verstärkt sich die Rezirkulationswirkung durch höhere Druckgradienten im Blattspitzenbereich.

Die Strömung in der Passage wird durch die Interaktion mit den rezirkulierenden Teilmasenströmen der Kavitäten periodisch angeregt. Die Anregungsfrequenz ergibt sich nach Gleichung 2.14 [Tuo et al. (2009)]:

$$f_{cr} = n_{stor} \cdot N / 60 \quad (2.14)$$

In dimensionsloser Schreibweise repräsentiert die aerodynamische Anregungsfrequenz die Anzahl der Schlitz pro Schaufelpassage:

$$f = \frac{f_{cr}}{(N / 60) / n_{Blade}} \quad (2.15)$$

Die Wechselwirkung zwischen Hauptströmung und *casing treatment* führt zu einer pulsierenden Unterbrechung der Spaltströmung und einer Verschiebung der Impulsverhältnisse im Blattspitzenbereich (vgl. Kapitel 2.3.2). Die Spaltströmung kann sich in der Folge unterhalb der Gehäusestrukturierung nicht mehr zu einem Wirbel aufrollen, so dass der Ansatzpunkt des Spaltwirbels stromab verschoben wird [Danner et al. (2009a),(2009b)].

Die Effektivität der Strukturierung korreliert dabei mit einem Gütefaktor der Rezirkulation, die den Anteil des eintretenden Fluids bewertet, der vollständig rezirkuliert wird. Bei konstanter Porosität und Überlappung hängt der Druckgradient als treibender Faktor maßgeblich von der Drallrichtung ab, mit der das rezirkulierte Fluid in die Hauptströmung eingeblasen wird. In Abhängigkeit der Orientierung der stromauf liegenden Schlitzgeometrie wird das Schaufelprofil entsprechend be- oder entlastet [Brignole (2010), Abbildung 2.13]:

Drall in Richtung der Rotation entlastet das Profil und vermindert entsprechend den Druckgradienten. Es stellt sich im Kennfeld ein breiter Bereich zwischen dem Beginn der Durchströmung und einer effektiven Rezirkulation des *casing treatments* ein [Zscherp (2008)]. Gehäusestrukturen, die einen Gegendrall hervorrufen, belasten zwar das Profil, verstärken

aber gleichzeitig ihre eigene Wirkung, so dass keine Diskrepanz zwischen beginnender und effektiver Rezirkulation entstehen sollte.

Die Umlenkung der rezirkulierenden Strömung im Gehäuse muss entsprechen im Momentengleichgewicht um die Maschinenachse berücksichtigt werden. Wird daraus die Eulersche Turbinengleichung hergeleitet, muss sie um einen Term erweitert werden, der die zusätzlichen Momente im Gehäusebereich berücksichtigt (das entsprechende Kontrollvolumen beinhaltet das *casing treatment*). Mit glattem Gehäuse oder umfangssymmetrischer Strukturierung kann dieser Anteil vernachlässigt werden. Die dem Fluid vom Rotor zusätzlich zugeführte spezifische Leistung lässt sich demnach abschätzen durch den rechten Term in Gleichung 2.16 [vgl. *Brignole (2010)*]:

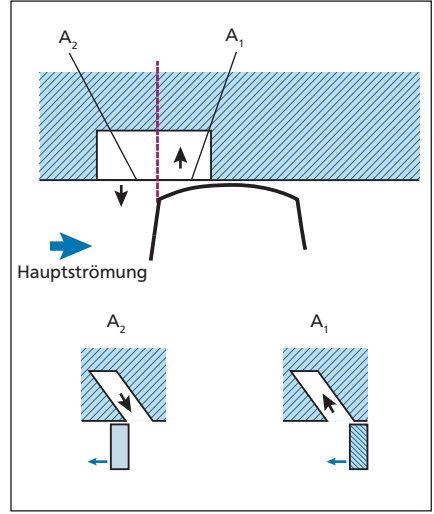


Abbildung 2.13: Belastung des Schaufelprofils im Blattspitzenbereich durch Umfangsneigung der Axialschlitze nach *Brignole (2010)*

$$\Delta h_t = c_{u,2} u_2 - c_{u,1} u_1 + \frac{|\omega|}{\dot{m}} \cdot \left| \sum \vec{M}_{\text{Gehäuse}} \right| \quad (2.16)$$

Definieren A1 und A2 die Ein- bzw. Austrittsflächen aus dem *casing treatment*, lässt sich unter Vernachlässigung der Scherkräfte und instationärer Vorgänge im Strömungsfeld ein vereinfachter Ausdruck für die Momente am Gehäuse um die Rotationsachse finden [vgl. Abbildung 2.13]:

$$\left| \sum \vec{M}_{\text{Gehäuse}} \right| \approx \sum \vec{M}_{z,CT} = \frac{\dot{m}_{A1}}{|\omega|} \cdot u_{A1} (c_{u,A2} - c_{u,A1}) \quad (2.17)$$

Die zusätzliche spezifische Leistung steigt also bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit mit dem rezirkulierten Massenstrom in der Gehäusestrukturierung (abhängig vom Druckgradienten sowie der Porosität) und der Neigung der Schlitze in Umfangsrichtung.

Die Betrachtungen zeigen, dass eine Wirkungsgradsteigerung mit axialen Schlitzen nicht ausschließlich auf einer Reduktion der Verlustmechanismen beruhen muss. Selbst bei gleichbleibenden Verlusten könnte der Wirkungsgrad durch den steigenden Totaldruckaufbau verbessert werden.

Andererseits zeigen bereits die stark vereinfachten Annahmen zur Wirkungsbestimmung komplexe Zusammenhänge auf, die bei einer Auslegung berücksichtigt werden müssen. Sie gelten zudem nur bei annähernd geradem Gehäuseverlauf. Bei Querschnittskontraktionen über der Rotorsehne kann Fluid entgegen der Rezirkulationsrichtung stromauf in die Kavitäten eindringen. Die Folge ist ein dramatischer Effizienzverlust, wie *Wilke und Kau (2004)* anhand des NASA Rotor-37 zeigen konnten.

Neuere Patente zeigen, dass zur weiteren Effizienzsteigerung der Interaktionswinkel zwischen rezirkulierendem Fluid und Hauptströmung optimiert werden kann. Etabliert hat sich hierbei das sogenannte „halb-herzförmige“ *casing treatment*, dass das Fluid aus der Kavität unter einem wesentlich flacheren Winkel als Halbkreissschlitze zurückführt, so dass die Mischungsverluste verringert werden dürften. Auch hierfür liegen jedoch bislang keine experimentellen Daten vor.

2.4.3 Kombinierte Entwürfe

Die unterschiedliche Anordnung und Wirkweise von Axialschlitzen und Umfangsnuten legt eine Kombination beider Strukturierungen nahe.

Eine räumlich getrennte Anordnung beider Maßnahmen wurde bereits in *Roberts (1980)* patentiert. Experimentelle Ergebnisse zeigten gegenüber singulären *casing treatments* beider o. g. Arten Vorteile für den Wirkungsgrad sowie die Stabilität. In einem Patent von *Brignole und Zscherp (2009)* wurden moderne Kombinationen geschützt (Abbildung 2.14 links). Die grundlegende Idee ist, zunächst Axialschlitze zu benutzen, um den Ansatzpunkt des Spaltwirbels stromab zu verschieben. Dieser wird dann an entsprechenden Stellen

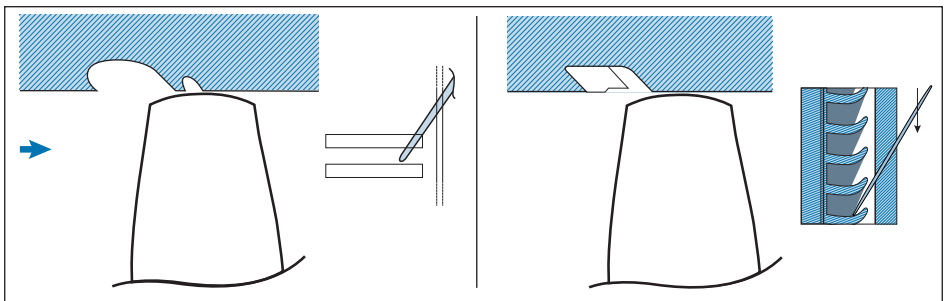


Abbildung 2.14: Kombinierte Entwürfe, links: nach *Brignole und Zscherp (2009)*; rechts: *Seitz (2003), (2004)*

zusätzlich durch Umfangsnuten in seinen Ausprägungen abgeschwächt. Eine Verbesserung der Rezirkulation in den Axialschlitzten kann durch Anbindung der Schlitzte an die Umfangsnut erreicht werden. Dies führt zu einer dauerhaften Durchströmung der Axialschlitzte, da das Fluid in der weiter stromab liegenden Nut einen höheren statischen Druck aufweist; zudem besteht eine geringere Abhängigkeit der Rezirkulation von der Relativposition der Rotorschaukel.

Seitz (2003, 2004) nutzt diese Plenum-Funktion der Umfangsnut durch direkte Anbindung ohne räumliche Trennung (Abbildung 2.14 rechts). Die Axialschlitzte sind als sogenannte *recessed vanes* ausgebildet: Neben der typischen Neigung in Umfangsrichtung sind die Kavitäten durch speziell profilierte Schaukeln voneinander getrennt. Ziel ist, durch beide geometrischen Parameter einen Gegendrall einzustellen, ohne Strömungsablösungen im *casing treatment* zu riskieren. Die Porosität der Entwürfe liegt bei 62,5%.

Eine optimierte Formgebung und Lage der Gehäusestrukturierung erlaubt bei starker Androsselung eine Verlagerung des Spaltwirbels in die Umfangsnut und in Folge eine starke Erweiterung des Betriebsbereichs. Messungen an dem hierin behandelten Verdichter sowie numerische Simulationen von *Zscherp (2008)* unterstützen diese Thesen. Diese Gehäusestrukturierung wurde zwischenzeitlich in zwei Stufen des Mitteldruckverdichters des militärischen Turboprop-Triebwerks TP400-D6 eingesetzt und ersetzt dort die Verstellfunktion der Vorleiträder [*Engel et al. (2009)*].

2.4.4 Externe Rezirkulation

Das Wiedereinbringen extern rezirkulierter Teilmassenströme besitzt starke Ähnlichkeit mit Versuchen, die stabilitätsbegrenzenden Mechanismen durch kontinuierliche, diskrete Einblasung im Bereich der Rotorvorderkante zu beeinflussen. Dies zeigte in der Vergangenheit an Prüfständen großes Potential. Verschiedene parametrische Studien zeigen folgende Abhängigkeiten [vgl. *Suder et al. (2001)*]:

- Die Stabilitätsenerweiterung korreliert mit der massenstromgemittelten Axialgeschwindigkeit (von Einblasemassenstrom und Hauptströmung) im Blattspitzenbereich. Höhere Einblase-Massenströme sowie höhere Einblase-Geschwindigkeiten sind daher für einen Pumpgrenzgewinn vorteilhaft.
- Aus Effizienzbetrachtungen muss der einzublasende Massenstrom ($\sim 1\text{-}4\%$ des Gesamtmassenstroms) bei ausreichender Wirkung möglichst gering gewählt werden. Zu hohe Ausblasegeschwindigkeiten führen zudem zu hohen Mischungsverlusten.

- Die optimale Anzahl der Düsen liegt zwischen 4 und 12. Bei gegebener Ausblaserate und Düsengeometrie ergibt sich die tatsächliche Anzahl durch die Optimierung der Austrittsgeschwindigkeit.
- Der Einblasewinkel ist in axialer Richtung orientiert bzw. so, dass die relative Rotoranströmung inzidenzfrei erfolgt [vgl. auch *Cassina et al. (2007)*].

Die Wirkung der Einblasung mit Erweiterungen des Betriebsbereichs um bis zu 30% lässt sich somit auf eine Entlastung des Rotors im Blattspitzenbereich zurückführen. Die Entstehung von Blockage wird stark gehemmt. Die Frage einer triebwerksnahen Druckluftversorgung bleibt allerdings in allen Veröffentlichungen ungelöst.

Die Entwicklung extern rezirkulierender Strukturen, die eine stromab liegende Ausblasung an einen stromauf positionierten Injektor koppeln, ist daher eine logische Konsequenz aus den positiven Resultaten der Einblasung. Die verfügbaren Daten gehen hauptsächlich auf *Hathaway (2002)* und *Strazisar et al. (2004)* zurück (Abbildung 2.15).

Zwischen Entnahmestelle und Ausblasung muss ein entsprechend großer statischer Druckgradient herrschen, um eine kontinuierliche Ausblasung gewährleisten zu können. Je nach Auslegungsdaten der Verdichterkonfiguration (statischer Druckaufbau) erfolgt die Entnahme über der Rotorsehne, stromab des Rotors oder stromab der Stufe. In den beiden letztgenannten Fällen besitzt das entnommene Fluid einen entsprechenden Drall, der beispielsweise durch Einbauten im Rezirkulationskanal entnommen werden kann. Eine kon-

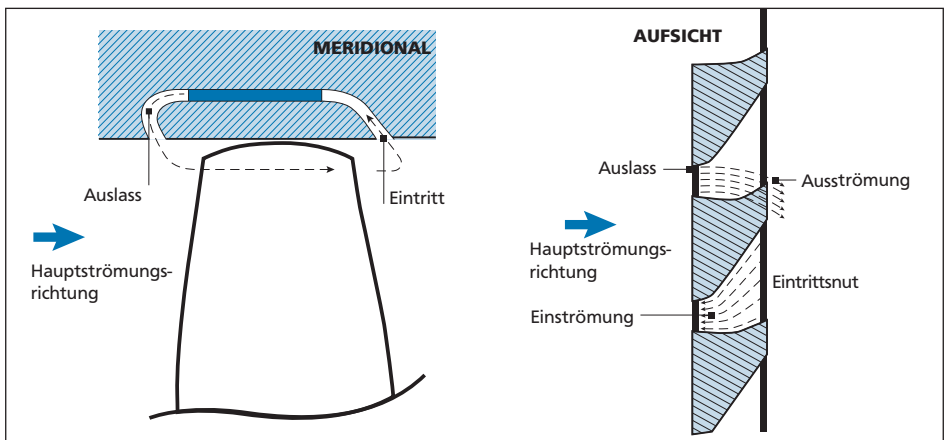


Abbildung 2.15: Externe Rezirkulation nach Hathaway (2002)

vergente Formgebung trägt dazu bei, das Fluid bis zum Injektor zu beschleunigen. Um ein starkes Aufheizen des Gehäuses zu vermeiden, müssen Ein- und Ausblasung so positioniert werden, dass das rezirkulierte Fluid nicht ein zweites Mal abgesaugt wird.

In mehrstufigen Verdichtern könnte die Entnahme von Druckluft in hinteren Stufen erfolgen, zum Beispiel auch durch die ohnehin vorhandene Druckluftversorgung (*handling bleed/customer bleed*). Die verfügbaren Druckgradienten sind dadurch höher, allerdings steigen auch die Verluste an: Das rezirkulierende Fluid wurde bereits stärker verdichtet, tritt aber nicht durch die Turbine, was im thermodynamischen Gesamtprozess energetische Nachteile mit sich bringt. Betrachtungen der Umsetzung in Zweiwellen-Triebwerken finden sich in *Leinhos et al. (2002)* und *Horn et al. (2007)*. Beide Untersuchungen zeigen, dass der Einsatz durchaus realistisch erscheint, insbesondere vor dem Hintergrund einer bedarfsgerechten An- und Abschaltung mit Ventilen. Weitere Ausführungsformen extern rezirkulierender Strukturen werden in *Fite (2006)* und *Gümmer (2009c)* beschrieben.

2.4.5 Fazit

Entsprechend ihrer hier dargestellten Reihenfolge steigt für die genannten Gehäusestrukturierungen das Potential der Stabilitätsenerweiterung. In gleichem Maße steigen allerdings auch die Nachteile an [vgl. *Hathaway (2006)*]:

- Auslegungszeit / Ressourcennutzung
- Risiko von Wirkungsgradeinbußen
- Fertigungskosten
- Bauraum / Gewicht
- akustische / mechanische Anregung

Zusätzlich müssen für alle Entwürfe Abschätzungen getroffen werden hinsichtlich:

- Fertigbarkeit / Integrierbarkeit
- Verhalten im Mehrstufenverband
- Notwendigkeit der Stufenabstimmung
- Verhalten bei Alterung / Erosion
- Lebensdauer
- Betriebssicherheit / Versagensrisiko

Gehäusestrukturierungen werden daher für einen Einsatz in Serientriebwerken nur in Be-

tracht gezogen, wenn ihre positiven Effekte die nachteiligen überkompensieren. Problematisch bleibt, dass manche Vorteile erst auf den zweiten Blick sichtbar werden, also in der Gesamtsystembetrachtung durch Wegfall verstellbarer Vorleiträder oder ganzer Stufen. Die Minimierung der nachteiligen Effekte wiederum ist mit einem hohen Aufwand verbunden, die strömungsmechanischen Vorgänge in der Rotorpassage und der Strukturierung genauestens zu untersuchen.

3 Versuchsträger und Messtechnik

3.1 Transsonischer Verdichterprüfstand

Der transsonische Verdichterprüfstand am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrt-antriebe wurde in Zusammenarbeit mit MTU Aero Engines entwickelt und 1994 in Betrieb genommen. Er wurde mit dem Ziel errichtet, aerodynamische und strukturelle mechanische Auslegungskonzepte zu validieren sowie grundlegende Strömungsphänomene zu untersuchen. Der einstufige Aufbau mit axialer Zu- und Abströmung erlaubt die isolierte Betrachtung von Effekten und erleichtert die Zugänglichkeit für verschiedene Messmethoden. Insgesamt wurden bis zur Veröffentlichung dieser Arbeit vier verschiedene Rotoren sowie zwei Statoren vermessen. In verschiedenen Projekten wurden zudem zahlreiche Maßnahmen zur Steigerung der Stabilität und des Wirkungsgrads untersucht.

Der Prüfstand wird im offenen Kreislauf betrieben, der benötigte Luftmassenstrom wird aus der Umgebung angesaugt. Die Luft gelangt zunächst in eine Beruhigungskammer, die durch Wabengleichrichter und Siebe eine Vergleichmäßigung der Strömung gewährleistet, bevor diese in die Testsektion gelangt. Der Austritt aus der Verdichterstufe wurde als Radialdiffusor konstruiert. Änderungen des Gegendrucks können über eine Ringdrossel am Ende des Diffusors eingestellt werden.

Die Basiskonfiguration der vorliegenden Arbeit bildet Rotor-1 in Kombination mit Stator-2. Rotor-1 stellt einen eher konventionellen Entwurf dar. Zum Zeitpunkt der Auslegung im Jahr 1991 war das Konzept eines mechanisch und aerodynamisch hochbelasteten Rotors in *blisk*-Bauweise noch sehr neu, weswegen die Schaufelprofile mit relativ kleinem Streckungsverhältnis $h/s \approx 1$ radial gefädelt wurden, um zusätzliche Belastungen und Schwingungsprobleme zu vermeiden. Um die Vorstoßmachzahl zu kontrollieren, sind die Profile im Blattspitzenbereich annähernd

Drehzahl	20.000 U/min
Blattspitzengeschwindigkeit	398 m/s
Totaldruckverhältnis	1,5
Massenstrom	16,0 kg/s
Anström-Machzahl (G/N)	1,35 / 0,7
Gehäusedurchmesser	0,38 m
Teilungsverhältnis t/s (G/N)	0,83 / 0,53
Streckungsverhältnis h/s	1,06
relative Spalthöhe τ/s	1,65 %
Sehnenlänge an der Blattspitze	94 mm

Tabelle 3.1: Auslegungsparameter Rotor-1 und Rotor-4;
Abkürzungen: G : Gehäuse; N: Nabe

gerade ausgeführt. Sie besitzen dort eine geometrische Umlenkung von unter 3° . Der Rotor wurde aus der Titanlegierung Ti 6-4 gefertigt. Die geometrischen Randbedingungen, wie beispielsweise das Nabenvverhältnis, wurden so festgelegt, dass eine Vergleichbarkeit mit einer typischen ersten Stufe eines Hochdruckverdichters für Triebwerksanwendungen hergestellt wird. Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die Parameter. Der vollständige Auslegungprozess wird in Schulze (1996) beschrieben.

Die Entwicklung von Stator-2 entspricht dem aktuellen Stand der Auslegungswerkzeuge. Die insgesamt 29 Profile weisen eine stark dreidimensionale Formgebung auf. Die Schaufeln sind in die Naben- und Deckbandringe gesteckt, so dass keine Verrundungen oder Spalte im Übergangsbereich existiert.

An den Endwänden steigen die Verluste der Statorströmung durch die gegenseitige Beeinflussung und Aufdickung der Saugseiten- und Endwandgrenzschichten stark an. Es kommt zu Eckenablösungen (*corner stall*) im Stator, wodurch der Rotor lokal stärker angedrosselt wird. Im stabilitätskritischen gehäusenahen Bereich kann dies zum vorzeitigen Einsetzen von *rotating stall* im Rotor beitragen.

Die Schaufelprofile wurden daher mit einer Vorwärtspeilung (*forward sweep*) und Neigung (*bow / compound lean*) an den Endwänden versehen. Durch diese Maßnahmen werden die kritischen Bereiche entlastet [Denton und Xu (1999), Domercq (2006)]. Mit Stator-2 wird im Vergleich zu dem zweidimensional profilierten Stator-1 ein um 0,6% verbesserter Stufen-Wirkungsgrad im Auslegungspunkt sowie

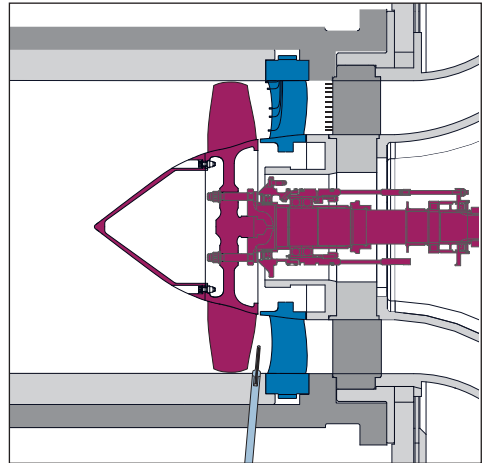


Abbildung 3.1: Schnittansicht des transsonischen Verdichterprüfstands der TU Darmstadt in der Konfiguration Rotor-1 / Stator-2

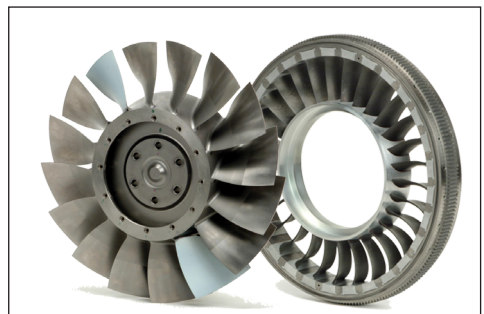


Abbildung 3.2: Rotor-1 und Stator-2

ein um 0,5% vergrößerter Pumpgrenzabstand erreicht. Abbildung 3.1 zeigt eine Schnittansicht des Verdichterkerns, in Abbildung 3.2 sind Rotor-1 und Stator-2 dargestellt.

3.2 Bestimmung der Leistungsdaten

3.2.1 Kennfeldmessung

Zur Leistungsbeurteilung einer Verdichterstufe werden in erster Linie Kennfeldmessungen herangezogen, die das Totaldruckverhältnis sowie den isentropen Wirkungsgrad über dem bezogenen Massenstrom darstellen. Die Berechnung der charakteristischen Größen erfolgt durch Kenntnis der Eintritts- und Austrittswerte sowie der zugeführten Leistung. Die Vergleichbarkeit der Testdaten aus unterschiedlichen Messungen wird durch die Machsche Ähnlichkeit hergestellt [vgl. *Hennecke (2000)*]. Im Betrieb wird zunächst die Drehzahl entsprechend Gleichung 3.1 angepasst. Dabei werden die zum Messzeitpunkt vorliegenden Feuchtwerte der Luft über eine Korrektur der spezifischen Gaskonstante R berücksichtigt. Entsprechend ändern sich auch die spezifische Wärmekapazität c_p sowie der Isentropenexponent κ .

$$N_{\text{bez}} = N \sqrt{\frac{\kappa_{\text{ISA}} \cdot R_{\text{ISA}} \cdot T_{\text{ISA}}}{\kappa \cdot R \cdot T_{t,1}}} \quad (3.1)$$

Die Eintrittsbedingungen werden durch redundante Sonden am Ende der Beruhigungskammer erfasst. Die Totalgrößen der Strömung werden anschließend über empirische Korrelationen angepasst, um die viskosen Effekte bis zum Stufeneintritt zu berücksichtigen. In der Zulaufstrecke selbst ist die Strömung homogen, die Turbulenzgrade liegen im Bereich von $\pm 1\%$. Eine Erläuterung der Inbetriebnahmemessungen findet sich in *Schulze (1996)*.

Die Massenstromberechnung erfolgt über die Messung des statischen Wanddrucks in der Zuleitung bei bekannten Totalgrößen. Eine Rückführung des bezogenen Massenstroms auf SI-Einheiten erfolgt über die Umrechnung auf ISA-Bedingungen [*Cumpsty (1989)*]:

$$\dot{m}_{\text{bez}} = \dot{m} \cdot \frac{p_{\text{ISA}}}{p_{t,1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa_{\text{ISA}}}{\kappa} \cdot \frac{R_{\text{ISA}}}{R} \cdot \frac{T_t}{T_{\text{ISA}}}} \quad (3.2)$$

Am Stufenaustritt wird die inhomogene Abströmung mit Hilfe von Totaldruck- und Totaltemperaturkämmen auf den Stützrippen hinter dem Stator vermessen (vgl. Abbildung 3.1). Ein Messkamm trägt elf radiale Messstellen mit *kiel-heads*, die einen vergrößerten Unabhängigkeitsbereich des Anströmwinkels gewährleisten. Sie wurden nach den Gestaltungsrichtlinien in *AGARD (1990)* entworfen. Durch Verdrehen des Stators mit einem Schrittmotor werden 20 relative Umfangspositionen zwischen einer Statorpassage und den Messkämmen eingestellt. Insgesamt ergibt sich daher ein Messgitter von jeweils $11 \cdot 20 = 220$ Messstellen für $T_{i,2}$ und $p_{i,2}$. Ergänzt werden die Werte durch statische Druckmessungen an Gehäuse und Nabe in der selben axialen Ebene.

Eine vor den Untersuchungen durchgeführte Neuinstrumentierung des Prüfstands führte zu einigen Änderungen im Auswerteverfahren der Kennfeldmessungen. Die hier gezeigten Daten sind daher nicht vollständig mit bisherigen Veröffentlichungen vergleichbar.

Den größten Einfluss hat dabei die räumliche Auflösung der Temperaturmessungen, die durch den Einsatz von Scannern deutlich gesteigert werden konnte. Zur Berechnung der skalaren Totaltemperaturerhöhung wird ein Massenstrom-Mittelungsverfahren eingesetzt:

$$T_i = \frac{\sum T_{i_i} \cdot \Delta \dot{m}_i}{\sum \Delta \dot{m}_i} \quad (3.3)$$

Die Berechnung über dieses Verfahren ist auch physikalisch sinnvoll, da es sich letztendlich um eine Betrachtung von Totalenthalpie-Strömen handelt [*Cumpsty (2006)*].

Für die Berechnung des gemittelten Totaldruckverhältnisses führt die Anwendung einer massenstromgewichteten Methode allerdings zu keinen physikalisch sinnvollen Annahmen, auch wenn dies in der Praxis noch häufig angewandt wird. Die Auswertung in der vorliegenden Arbeit folgt daher einer in *Pianko und Wazelt (1982, S. 67)* beschriebenen Vorgehensweise (*work-average*).

Dieses Verfahren beruht auf der Annahme, dass die Mittelwerte aus Temperatur und Druck am Austritt den korrekten Leistungsumsatz bei homogener Zuströmung wiedergeben (die zugeführte Leistung wird somit zur Erhaltungsgröße). Es ist daher insbesondere für die Beurteilung von Turbinen- und Verdichterströmungen geeignet. Unter der Voraussetzung isentroper Zustandsänderungen ergibt sich als Mittelungsvorschrift für den Totaldruck:

$$p_t = \left[\frac{\int T_{t,i} d\dot{m}_i}{\int T_{t,i} / p_{t,i}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} d\dot{m}_i} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.4)$$

Zur Berechnung des isentropen Wirkungsgrads wird die zugeführte Leistung durch eine Drehmomenten-Messwelle (DMM) zwischen Getriebe und Rotor bestimmt. Temperaturbedingte Veränderungen der Wellensteifigkeit werden über eine Kalibrierkurve und entsprechende Sensorik korrigiert.

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_{t_1} \left[\left(\frac{p_{t_1}^w}{p_{t_1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{P_{DMM}} \quad (3.5)$$

Die maximalen, absoluten Fehler der Leistungsdaten bei Nenndrehzahl sind in Tabelle 3.2 dargestellt.

bez. Massenstrom	±0,11%
Totaldruckverhältnis	±0,57%
isentropen Wirkungsgrad	±1,52%

Tabelle 3.2: Absolute Messfehler der Leistungsdaten im Auslegungspunkt

3.2.2 Sondenmessungen

Sondenmessungen haben zum Ziel, das Betriebsverhalten von Rotor und Stator und die damit verbundenen Komponenten-Leistungsdaten sowie deren radiale Profile getrennt voneinander betrachten zu können. Die dafür entwickelte Sonde wurde so konstruiert, dass mit möglichst geringer Rückwirkung auf die Verdichterströmung die Größen Totaldruck, Totaltemperatur sowie Gierwinkel bestimmt werden können (vgl. Abbildung 3.3).

Durch die axial versetzte Anordnung zwischen Gierwinkel-Bohrungen und Messstelle ist zwar ein höherer Aufwand im Messablauf notwendig, da die Sonde nachgeführt werden muss. Allerdings konnte dadurch der Schaftdurchmesser erheblich reduziert werden.

Der Sondenkopf ist zylindrisch ausgeführt, um Torsionsbelastungen durch den hohen dynamischen Druckanteil beim Verdrehen der Sonde zu vermeiden. Seitliche *bleed holes*, also Bohrungen, die einen Austausch des aufgestauten Fluids ermöglichen, verbessern die Ansprechzeit der Sonde für Temperaturmessungen. Alle geometrischen Abmessungen wie Rohrdurchmesser etc. orientieren sich an der Standardinstrumentierung zur Kennfeldmessung.

Die Sonde wurde an dem fachgebietseigenen Freistrah-Windkanal im Machzahl-Bereich $Ma=0,30$ bis $Ma=0,80$ kalibriert. Für das Thermoelement vom Typ K in der Sonde lagen zudem statische Kalibrationswerte aus einem Präzisions-Temperaturbad vor. Die Daten erlauben die Bestimmung der machzahlabhängigen Korrekturwerte für Totaldruck und Totaltemperatur. Der Gierwinkel wird solange nachgeregelt, bis der Druckunterschied der beiden Gierwinkelbohrungen den Wert Null anstrebt. Die Winkelbestimmung erfolgt dann durch Auslesen des Stellmotor-Inkrementalgebers.

Am Prüfstand wird die Sonde unter einem stromab geneigten Winkel von 5° gegenüber der radialen Achse in der Ebene zwischen Rotor und Stator eingebracht (vgl. Abbildung 3.1). Diese Maßnahme ist notwendig, um einen ausreichenden Abstand zur Rotorhinterkante nahe der Nabe einzuhalten. An jedem Betriebspunkt wurden in Umfangsrichtung vier Relativpositionen zwischen Sonde und Statorvorderkante vermessen.

Die Datenauswertung nutzt zunächst dieselben Verfahren wie im Abschnitt 3.2.1 „Kennfeldmessungen“ beschrieben. Zusätzlich wurde der spezifische Leistungsumsatz unter der Voraussetzung einer axialen Zuströmung über die Eulersche Turbinengleichung berechnet (Gleichung 3.6).

$$\Delta h_t = c_{u_t} \cdot (\omega \cdot r)$$

(3.6)

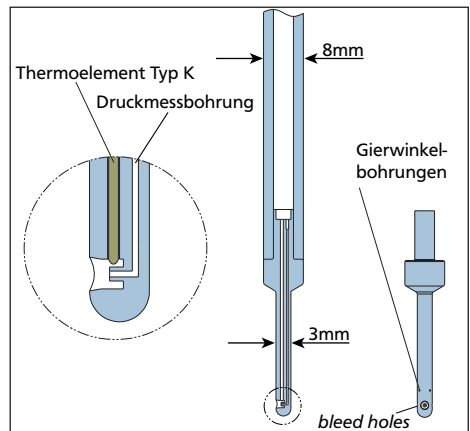


Abbildung 3.3: Sondengeometrie

Die vier Umfangs-Messpunkte auf gleicher radialer Position wurden massenstromgewichtet gemittelt. Die ebenfalls dargestellte Entropieerhöhung berechnet sich aus der integrierten Form der Gibbsschen Relation (Gleichung 3.7):

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \left(\frac{T_{t_2}}{T_{t_1}} \right) - R \ln \left(\frac{p_{t_2}}{p_{t_1}} \right) \quad (3.7)$$

Die Fehler der Sondenmessungen sind in Tabelle 3.3 zusammengefasst.

Totaldruckverhältnis	±1,0%
Totaltemperaturverhältnis	±1,5%

Tabelle 3.3: Messfehler der Sondenmessungen im Auslegungspunkt

3.3 Hochauflösende Messverfahren

Die Verwendung hochauflösender Messverfahren verfolgt zwei Ziele:

- Erfassung der Strömungsphänomene, die zu *rotating stall* führen
- Beurteilung der Interaktionen von Gehäusestrukturierung und Verdichterströmung

Wie in Kapitel 2 gezeigt, beinhalten beide Zielsetzungen die Untersuchung stark instationärer Strömungsphänomene vorrangig an der Blattspitze, die mit konventioneller Instrumentierung nicht erfasst werden können. Der Entscheidungsprozess zugunsten der eingesetzten Verfahren soll im weiteren Verlauf kurz erläutert werden.

3.3.1 Piezoresistive Druckaufnehmer

Bergner (2006) nutzte eine axiale Anordnung von 14 piezoresistiven Drucksensoren über der Rotorblattspitze zur Untersuchung der Spaltwirbeltrajektorie und deren Fluktuationen anhand der statischen Wanddruckverteilungen. Die Ergebnisse zeigen, dass die instationären Effekte, hervorgerufen durch die Stoßfront sowie die Spaltwirbel-Stoß-Interaktion, sehr gut erfasst werden können. Die Messmethode bietet zudem die Möglichkeit, transi-

ente Messungen durchzuführen. Ausgehend von einem stabilen Betriebspunkt wird die Drossel kontinuierlich geschlossen, bis *rotating stall* eintritt. Die Drucksensoren werden während des gesamten Vorgangs abgetastet.

Die Instrumentierung überdeckte ca. 65% der axialen Sehnenlänge des Rotors. Der aktuelle Stand der Forschung legt allerdings nahe, auch die Strömungseffekte an der Hinterkante [*backflow*, Vo (2008)] sowie *double-leakage* [Khalid (2000)] zu berücksichtigen. Diesen Phänomenen wird ein entscheidender Einfluss auf den Zusammenbruch des stabilen Betriebs eingeräumt.

In der Konsequenz der Überlegungen wurde die Sensoranordnung zur Erfassung des statischen Wanddrucks über die Hinterkante hinaus erweitert. Die Differenzdrucksensoren vom Typ XCS-062-0.35bar-D der Firma Kulite sind durch erodierte Bohrungen wandbündig in das Gehäuse integriert.

Zusätzlich wurden zwei Statorschaufeln in Zusammenarbeit mit MTU Aero Engines an insgesamt neun radialen Positionen mit piezoresistiven Drucksensoren (Kulite XCE-062-1.7bar-A) ausgestattet. Sie erlauben die Aufnahme der Totaldrücke am Rotoraustritt. Die Ausrichtung der Druckaufnehmer erfolgte in Richtung des lokalen Schaufelmetallwinkels. Die Sensoren sind in *kiel-heads* eingebettet, wodurch sich im Anströmwinkelbereich von $\pm 10^\circ$ eine Abweichung des Totaldruckwertes von unter 1% ergibt.

Die Sensoren wurden im jeweiligen Betriebsbereich in Schritten zu 100 Pa statisch kalibriert. Für alle Druckaufnehmer ergab sich ein linearer Zusammenhang zwischen Druck und Ausgangsspannung.

Zur Datenerfassung im Messbetrieb müssen die analogen Sensorsignale mit einer Wandlerkarte digitalisiert werden. Die Eigenfrequenz der Sensoren beträgt 150kHz für die Wanddrucksensoren bzw. 240kHz für die Sensoren der Statorvorderkanten-Instrumentierung. Zur Vermeidung von *aliasing*-Effekten unter Berücksichtigung des Nyquist-Shannon-Abtasttheorems wurde die Abtastrate daher auf 500kHz erhöht, so dass auf analoge Vorfilter verzichtet werden konnte. Insgesamt standen 32 Kanäle auf vier synchronisierten Analog-Digital-Wandlerkarten des Typs Spectrum MX.4730 zur Verfügung.

Abbildung 3.4 zeigt das Messraster. Die Auswertung mit Umfangsnuten erfolgte im Bereich der Gehäusestrukturierung nur für die Sensoren in den Stegen zwischen den Nuten, so dass eine direkte Vergleichbarkeit mit den identischen Positionen im glatten Gehäuse

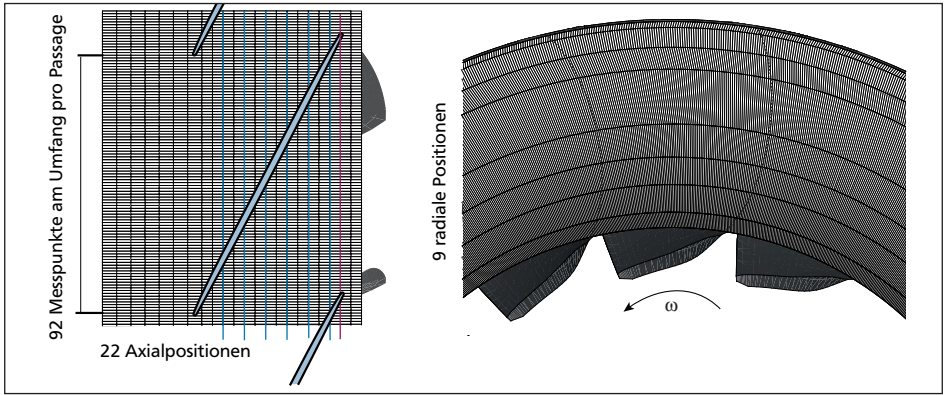


Abbildung 3.4: links: Messraster der Wanddruckmessungen; rechts: Messraster mit Stator-Instrumentierung

besteht. In den Nuten wurden die Signale nicht ausgewertet, daher fallen die blau markierten Positionen mit Umfangsnuten weg, die rot markierte Messposition kommt hinzu.

Die Rohdaten wiesen in Abhängigkeit der Sensorposition eine nicht zu vernachlässigende Schwingung in der Eigenfrequenz auf, die an der Gehäusewand durch die Auswirkungen des Verdichtungsstoßsystems und in der Abströmung durch die Nachlaufedellen des Rotors angeregt wurde. Zur besseren Visualisierung der Daten wurde bei der Auswertung eine vorwärts- und rückwärtsgerichtete FIR-Filterung als Tiefpass mit einer Grenzfrequenz von 120kHz durchgeführt. Diese Art von Tiefpassfilter besitzt eine hohe Phasenneutralität. Die arithmetischen Mittelwerte des Ursprungssignals und der gefilterten Werte wurden angepasst, um die Vergleichbarkeit der Sensoren untereinander zu erhalten.

Für die stationären Betriebspunkte wurde eine Zerlegung der ortsfesten Druckwerte über 1400 Umdrehungen in Mittelwerte sowie Schwankungsgrößen vorgenommen. Das Ziel ist, neben den gemittelten lokalen Drücken eine Information über die Instationarität der Strömung zu erhalten [vgl. *Camp und Shin (1995)*]. Die Basis der Auswertung bildete eine Ensemble-Mittelung:

$$\bar{p}(z, \vartheta) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_i(z, \vartheta) \quad (3.8)$$

Die Zuordnung der Messgitterpunkte mit gleicher Relativposition erfolgte über ein Schaufel-Triggersignal. Insgesamt wurden somit Messwerte in über 22.400 Schaufelpassagen

zur Mittelung herangezogen. Die Darstellung erfolgt als dimensionsloser Druckbeiwert:

$$\bar{c}_p(z, \vartheta) = \frac{\bar{p}(z, \vartheta) - p_i}{\rho_0 \cdot \frac{(\omega \cdot r)^2}{2}} \quad (3.9)$$

Ein Maß zur Beurteilung der lokalen Druckschwankungen ist durch die Berechnungsvorschrift der Standardabweichung gegeben. Da die Sensoren durch ihre Positionierung sehr unterschiedliche Signalgänge aufweisen, werden die Streuungswerte auf die jeweiligen Mittelwerte bezogen [Gleichung (3.10)]:

$$\sigma_{rel}(z, \vartheta) = \frac{\sqrt{\frac{1}{N-1} \sum [p_i(z, \vartheta) - \bar{p}_{ges}(z, \vartheta)]^2}}{\bar{p}_{ges}(z, \vartheta)} \quad (3.10)$$

Die oben genannten Berechnungen lassen sich für transiente Messungen nicht durchführen, daher werden die Druckwerte auf den Stufen-Eintrittsdruck zu Beginn der Messungen bezogen. Die Messdatenerfassung erfolgte für alle Konfigurationen bei zwei unterschiedlichen, jeweils konstanten Drosselgeschwindigkeiten.

Über die Regelung des Verstellantriebs wurde jeweils ein Datensatz mit einfacher und mit doppelter Geschwindigkeit aufgenommen, wodurch der Zusammenbruch des stabilen Betriebs bei verschiedenen Druckgradienten erzwungen wurde. Die Testreihen hatten zum Ziel, den Zusammenbruch des stabilen Betriebs mit verschiedenen Randbedingungen zu untersuchen. Da das Auftreten von *spikes* in den Rohdaten durch die Blattfolgefrequenz verdeckt wird, wurden die transienten Werte mit einem FIR-Filter mit einer Grenzfrequenz von 2300Hz analysiert [vgl. auch *Bergner (2006)* sowie *Camp und Day (1998)*].

3.3.2 Particle Image Velocimetry

Laseroptische Messverfahren bieten als quasi-nichtintrusive Methoden die Möglichkeit einer hochaufgelösten planaren Strömungsfeldvermessung im rotierenden Schaufelkanal. In nicht veröffentlichten Vorstudien konnten dabei in Zusammenarbeit mit dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt in Köln drei Systeme am Transsonischen Verdichterprüfstand getestet werden. Die *Particle Image Velocimetry* (PIV) bewies gegenüber dem Laser-

2-Fokus-Verfahren sowie der *Doppler-Global-Methode* einige Vorteile, die anschließend erstmals für Messungen mit einer nicht-achsensymmetrischen Gehäusestrukturierung genutzt werden konnten [Voges et al. (2008a), (2008b), (2010)]. Die sehr guten Ergebnisse zeigten, dass hochaufgelöste Strömungsfeldvermessungen trotz der starken CT-Interaktion möglich sind. Dies gab den Ausschlag zur Modifikation der Gehäusestrukturierung mit Umfangsnuten. Gleichzeitig sollte das System um eine Stereo-Kamera erweitert werden, um dreidimensionale Geschwindigkeitsvektoren bestimmen zu können.

Messsystem

Als Messebene wurden 92,5% relativer Schaufelhöhe an der Vorderkante festgelegt, für das glatte Gehäuse wurde 95% Schaufelhöhe gewählt. Die Positionierung erfolgte unter Berücksichtigung des Lichtschnitt-Divergenzwinkels, des Rotor-Staffelungswinkels sowie der Zugänglichkeit zum Gehäuse unter Berücksichtigung der Umfangsnuten. Ziel dieser Positionierung war die Erfassung der Effekte, die durch die Spaltströmung hervorgerufen werden. In einer weiteren Messreihe wurden Messungen im Spalt durchgeführt. Ein schmaler Lichtschnitt wurde hierfür stromab des Stators eingebracht und in Gegenstromrichtung am Gehäuse entlanggeführt.

Das Lasersystem verwendete zwei Kavitäten, die mit 15Hz arbeiteten. Beide Pulse hatten eine Einzelleistung von jeweils 120mJ und folgten einander in einem Abstand von 1,5 μ s. Die Strahlen wurden über einen beweglichen Arm in die Sonde eingekoppelt. Über Zylinderlinsen wurde der Lichtschnitt aufgespannt und am Ende der radialen Sonde um 90° umgelenkt. Ein vom Gehäuseinneren bis an den Sondenaustritt reichender Schlitz ermöglichte den Austritt in die Schaufelpassage. Ein identischer Aufbau ist in Voges et al. (2008a), (2008b) beschrieben.

Um einen optischen Zugang zur Rotorpassage zu erlangen, wurde eine Tasche in den Gehäuseuring bis auf den Außenradius der Umfangsnuten (202 mm) erodiert. Stromauf des Rotors über die Vorderkante bis zu den Nuten verlief die Tasche bis zum nominalen Gehäuseradius von 190mm, um Untersuchungen der Rotoranströmung zu ermöglichen. Die entstehende Öffnung wurde durch zwei plankonvexe, beidseitig polierte Quarzglasfenster gefüllt, die die jeweiligen Innenradien exakt aufnahmen und anschließend per Diffusions-schweißen zusammengefügt wurden.

Die Bilderfassung bestand aus einer Kamera mit senkrechter optischer Achse zum Lichtschnitt sowie einer um 30° in Umfangsrichtung geneigten Kamera auf gleicher Axialpo-

sition. Die Anpassung des Schärfebereichs von Kamera 2 entsprechend des Blickwinkels erfolgte durch einen Scheimpflug-Adapter. Die CCD-Chips der Kameras wurden mit einer Auflösung von 1600 mal 630 Pixeln genutzt, was einem Abbildungsmaßstab von 19,6 Pixeln pro Millimeter entspricht. Der Aufbau wurde mit einem 2,5 mal 2,5mm großen Punktmuster kalibriert. Dies erlaubt die Umrechnung der verschiedenen perspektivischen Aufnahmen in dasselbe Koordinatensystem [Willert (2006)].

Die Öltröpfchen wurden am Eintritt der Versuchsanlage zugeführt, um eine möglichst homogene Verteilung zu erreichen. Der Nebelgenerator erzeugt durch Verdampfen und anschließendes Kondensieren Öltröpfchen im Bereich von 0,2 bis $0,3\mu\text{m}$. Die Vorstudien hatten gezeigt, dass die Trägheit der Partikel ausreichend gering ist, um die Stoßfront zu erfassen, so dass keine unerwünschte Tiefpassfilterung des Signals zu erwarten war [Schröder und Willert (2006)].

Datenaufnahme und Postprocessing

Aufgrund der geometrischen Abmessungen von Rotorbeschaufelung und Lichtschnitt musste eine Passage in acht Phasenwinkel unterteilt werden, um das vollständige Strömungsfeld rekonstruieren zu können (Abbildung 3.5). Zur Aufnahme phasenkonstanter Daten wurden die Laserkavitäten sowie die Kamera mit einem Schaufeltigger-Signal des Prüfstands synchronisiert.

Zu jedem Phasenwinkel wurden über 300 Doppelbilder erfasst. Die Auswertung erfolgte mit einem Kreuzkorrelations-Algorithmus mit automatischer Gitterverfeinerung. Die gemessenen Geschwindigkeiten wurden anschließend mit den entsprechenden Betriebsdaten der Anlage zum Messzeitpunkt in Machzahlen umgerechnet, wobei ein Ansatz von Wood et al. (1990) zur Berechnung der statischen Temperaturen verwendet wurde.

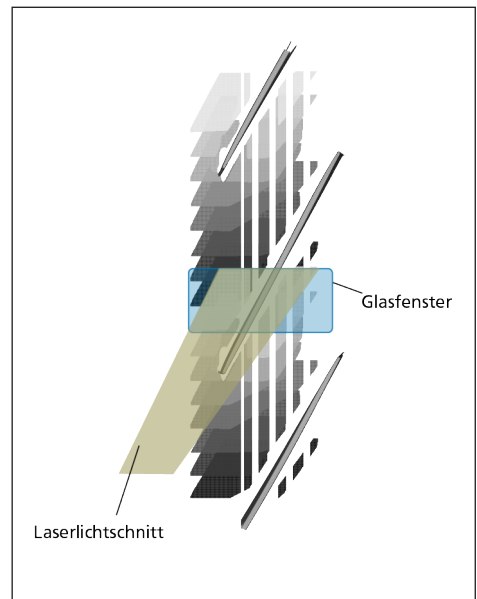


Abbildung 3.5: Passagenrekonstruktion aus acht unterschiedlichen Phasenwinkeln

Der maximale Messfehler des PIV-Systems und des Auswertalgorithmus wurde durch die Vorgehensweise in *Westerweel (2000)* abgeschätzt und ergibt 0,1 Pixel. Bezogen auf den gemittelten Versatz der Partikel von 13 Pixeln ergibt sich daher ein Messfehler von etwa 1%, was ca. 4m/s Absolutgeschwindigkeit entspricht. Hinzu kommen Unsicherheiten durch Linseneffekte des Glases, geringfügige Drehzahlschwankungen, die einen Fehler des Phasenwinkels verursachen, sowie Maschinenvibrationen. Werden diese Aspekte berücksichtigt, liegt der maximale Fehler bei 4%.

4 Analyse der Ergebnisse

Bereits die numerischen Simulationen von *Hoeger et al. (1999)* sowie die experimentellen Ergebnisse von *Bergner (2006)* geben deutliche Hinweise darauf, dass Rotor-1 als *tip-kritisch* bezeichnet werden kann. Die Untersuchungen wurden in der vorliegenden Arbeit durch hochauflösende Lasermessungen vertieft, um ein erweitertes Verständnis der Phänomene zu erhalten. Die Anwendung einer Gehäusestrukturierung zur Stabilitätsenerweiterung kann somit als erfolgsversprechend eingestuft werden. Dieses Kapitel soll Aufschluss über Veränderungen im Betriebsverhalten mit Umfangsnuten als Gehäusestrukturierung geben. Nach der Definition der verwendeten CT-Geometrie werden zunächst die Leistungsdaten und Austrittsprofile mit und ohne Gehäusestrukturierung verglichen. Mit Hilfe der hochauflösenden Messverfahren wird anschließend das Strömungsfeld im Blattspitzenbereich diskutiert. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Blockage sowie der Interaktion der Spaltströmung mit der eintretenden Strömung, um einen Anhaltspunkt für die Verluste und Stabilitätskriterien der jeweiligen Konfiguration zu erhalten.

4.1 Geometrische Parameter der Gehäusestrukturierung

Die Gehäusestrukturierung besteht aus insgesamt sechs Umfangsnuten mit einem Höhen-zu-Breiten Verhältnis von drei. Sie überdeckt 82,4% der Sehnenlänge. Abbildung 4.1 beinhaltet die geometrischen Parameter sowie die Positionierung über dem Rotor.

Das *casing treatment* wurde in Vorversuchen aus insgesamt sechs unterschiedlichen Konfigurationen ausgewählt, da es den deutlichsten Zugewinn an Pumpgrenzabstand bereitstellte [vgl. Kapitel 4.4, sowie *Müller et al. (2007)*]. Es ist deshalb davon auszugehen, dass stärkere Interak-

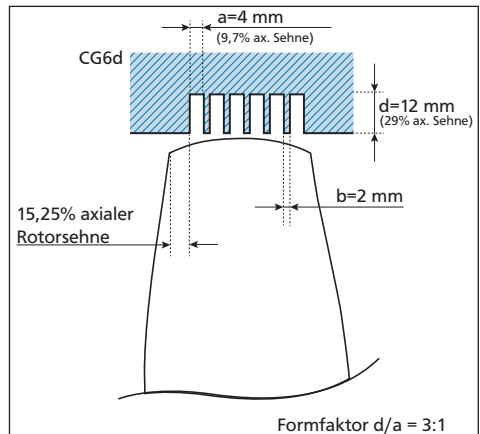


Abbildung 4.1: Geometriedaten der Umfangsnuten

tionen mit der Hauptströmung auftreten, sodass die Phänomene messtechnisch besser erfassbar sind.

4.2 Leistungsdaten der Stufe

Kennfeldmessungen wurden auf 100%, 80% sowie 65% Nenndrehzahl durchgeführt. Die niedrigste vermessene Teillastdrehzahl repräsentiert dabei einen vollständig subsonischen Betriebszustand. Die Darstellung in Abbildung 4.2 zeigt zudem die Stabilitätsgrenzen der jeweiligen Konfigurationen sowie die Verbindungslinie der Betriebspunkte mit maximalem Wirkungsgrad [*peak efficiency* (PE)].

Mit Umfangsnuten zeigt sich eine Vergrößerung des stabilen Arbeitsbereichs entlang aller drei Charakteristiken. Die Veränderungen werden im folgenden einzeln analysiert:

- 100%N: Der Pumpgrenzabstand steigt um 7,2% auf 25,5% an. Die Kennfeldbreite, also die Massenstromdifferenz zwischen der Stopf- und der Stabilitätsgrenze, vergrößert sich sogar um 48,9%. Gleichzeitig verschlechtert sich der isentrope Wirkungsgrad im Auslegungspunkt um $\Delta\eta_{is} = -0,5\%$. Auffällig ist die zunächst steigende Totaldrucklinie mit zunehmender Androsselung. Die Zugewinne bewegen sich jedoch in einem Bereich unter 1%. Im weiteren Verlauf bricht der Totaldruck jedoch ein, die Kurve geht in eine positive Steigung über und sinkt auf ein deutlich geringeres Niveau.
- 80%N: Für diese Drehzahllinie fällt der Stabilitätzugewinn zunächst am geringsten aus: er steigt um lediglich 2,3% auf 28,1%. Die Werte zeigen jedoch auch, dass bereits die Konfiguration mit glattem Gehäuse eine sehr breite Kennfeldlinie mit großem Pumpgrenzabstand besitzt. Das Wirkungsgraddefizit fällt ebenso geringer aus, die Differenz am Betriebspunkt PE beträgt -0,3%. Der Übergang der Charakteristik in eine stärker positive Steigung bei zunehmender Androsselung kann schon mit glattem Gehäuse erahnt werden und setzt sich mit zunehmender Kennfeldbreite mit Umfangsnuten (+14,7%) fort.
- 65%N: Im subsonischen Betrieb kann mit einer Steigerung um +10% auf 33,7% der größte Zuwachs an Stabilität verzeichnet werden. Der maximale Wirkungsgrad sinkt mit Anwendung der Umfangsnuten um -0,5%. Die Kennfeldbreite wächst um 50,8% an, wobei die Kennlinie nahe der Betriebsgrenze deutlich positive Steigungen zeigt.

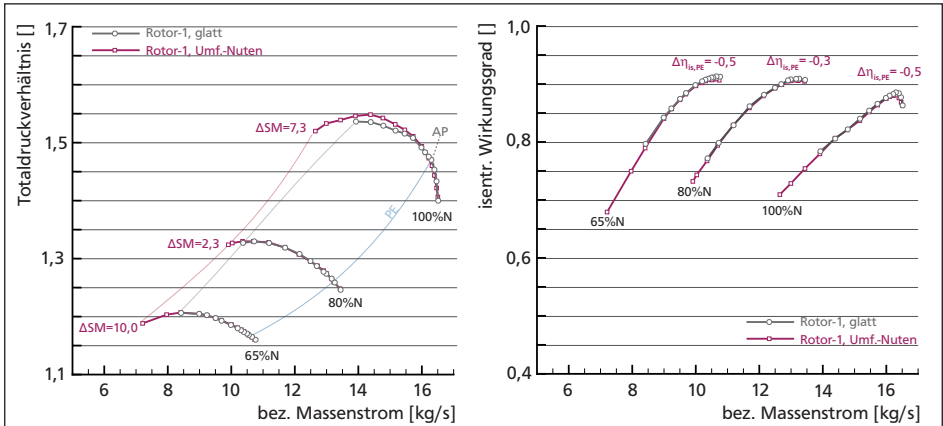


Abbildung 4.2: Vergleich der Kennfelder der Konfiguration Rotor-1 Stator-2 mit glattem Gehäuse und mit Umfangsnuten

Sowohl das Stabilitätsverhalten als auch die Wirkungsgraddeltas fügen sich nahtlos in die Literaturdaten anderer transsonischer Prüfstände ein [Rabe und Hah (2002), Wilke und Kau (2002), Haixin et al. (2005)]. Auffällig an der vorliegenden Untersuchung ist, dass der insgesamt erreichte Pumpgrenzabstand für die Konfiguration mit Umfangsnuten mit sinkender Drehzahl deutlich zunimmt. Das glatte Gehäuse zeigt diese Tendenz nicht.

4.3 Detailvermessung bei Nenndrehzahl

Die Strömungsfelder der beiden Konfigurationen wurden bei Nenndrehzahl (100% N) an zwei charakteristischen Kennfeldpunkten verglichen:

- Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrads (*peak efficiency* (PE), $\dot{m}=16,3\text{kg/s}$)
- Stabilitätsgrenze mit glattem Gehäuse (*near stall smooth casing* (NSSC), $\dot{m}=13,9\text{kg/s}$)

Für die beiden Kennfeldpunkte stehen Sondenmessungen, Particle Image Velocimetry sowie instationäre Wanddruckdaten zur Verfügung. Als zusätzlicher Messpunkt wurde die Stabilitätsgrenze mit Umfangsnuten vermessen, allerdings wurde aus Sicherheitsgründen auf zeitintensive Sondenmessungen weitab des Auslegungspunktes verzichtet, da keine

kontinuierliche Schaufelschwingungsanalyse verfügbar war. Die Ergebnisse werden betriebspunktabhängig präsentiert, ein anschließender Diskussionsteil erfasst die Entwicklungen und Zusammenhänge bei zunehmender Androsselung.

4.3.1 Betriebspunkt besten Wirkungsgrads ($\dot{m}=16,3\text{kg/s}$)

Die Messungen am Auslegungspunkt (siehe Abbildung 4.3) zeigen, dass im Bereich zwischen 75% und ca. 87,5% Kanalhöhe der axiale Massendurchsatz leicht ansteigt, wodurch die Beschaukelung entlastet wird und die Umlenkung sinkt.

Ab 87,5% Schaufelhöhe bis zur Blattspitze liegen die Umfangsmachzahlen der Abströmung mit Gehäusestrukturierung über denen des glatten Gehäuses. Die Axialmachzahlen sind nahezu vergleichbar. Gleichzeitig wachsen aber auch die Entropiewerte mit Gehäusestrukturierung stärker, so dass die theoretisch erreichbaren Totaldrücke nicht umgesetzt werden können und auf gleichem Niveau bleiben.

Diese Effekte führen letztendlich zu der Abwertung des Wirkungsgrads um -0,5% bereits hinter der Rotorbeschaukelung, so dass die Effizienzeinbußen ausschließlich auf die Interaktion der Gehäusestrukturierung mit der Hauptströmung zurückzuführen sind. Wie erwartet spielen an diesem Betriebspunkt zusätzlich induzierte Effekte in der Statorströmung keine Rolle für die Leistungsdaten der Stufe.

Als Ergebnis der hochauflösenden PIV-Messungen unterhalb der Blattspitze sind in Abbildung 4.4 zunächst die Relativ-Machzahlverteilungen beider Konfigurationen im Auslegungspunkt gegenübergestellt. Sie zeigen als Gemeinsamkeit eine leicht abgelöste, gekrümmte Stoßfront, die ca. 5% Sehnenlänge stromauf der Vorderkante liegt, was auf die relativ dicken Profile mit halbrunden Vorderkanten zurückzuführen ist [vgl. Böls (2005)]. Die Vorstoßmachzahl beträgt rund 1,35, nur an der Saugseite treten vor dem Stoß lokale Spitzen auf, die geringfügig über $Ma_1 = 1,5$ liegen können. Beide Konfigurationen erfahren die gleiche Inzidenz.

Für Umfangsnuten konnten durch die Stereo-PIV-Anordnung zusätzlich die Radialkomponenten in der Passage gewonnen werden (Abbildung 4.5, links). Durch diese Information kann die Spaltwirbeltrajektorie im hinteren Teil der Beschaukelung bestimmt werden. Im Vergleich mit Abbildung 4.4 zeigt sich, dass trotz der hohen radialen Machzahl durch die Drehbewegung des Spaltwirbels eine hohe Relativgeschwindigkeit der Strömung in der Passage erhalten bleibt. Der Blattspitzenbereich weist daher keine großen Blockagegebiete

auf. Unterstützt wird diese Annahme durch Messungen im Spalt unter den Umfangsnute. Eine Auswertung der Axialgeschwindigkeiten ergibt die Lage der Interaktionslinie zwischen Spalt- und Hauptströmung (Abbildung 4.5 rechts), so dass entlang dieser Linie die Axialgeschwindigkeit auf Null sinkt. Sie entspricht dem *zero-axial shear stress*-Kriterium nach *Bennington et al. (2010)* und liefert daher wichtige Hinweise zur Stabilitätsreserve. Mit zunehmender Androsselung verschiebt sich die Linie stromauf. Die Stabilitätsgrenze gilt als erreicht, wenn sie in der Eintrittsebene des Rotors liegt.

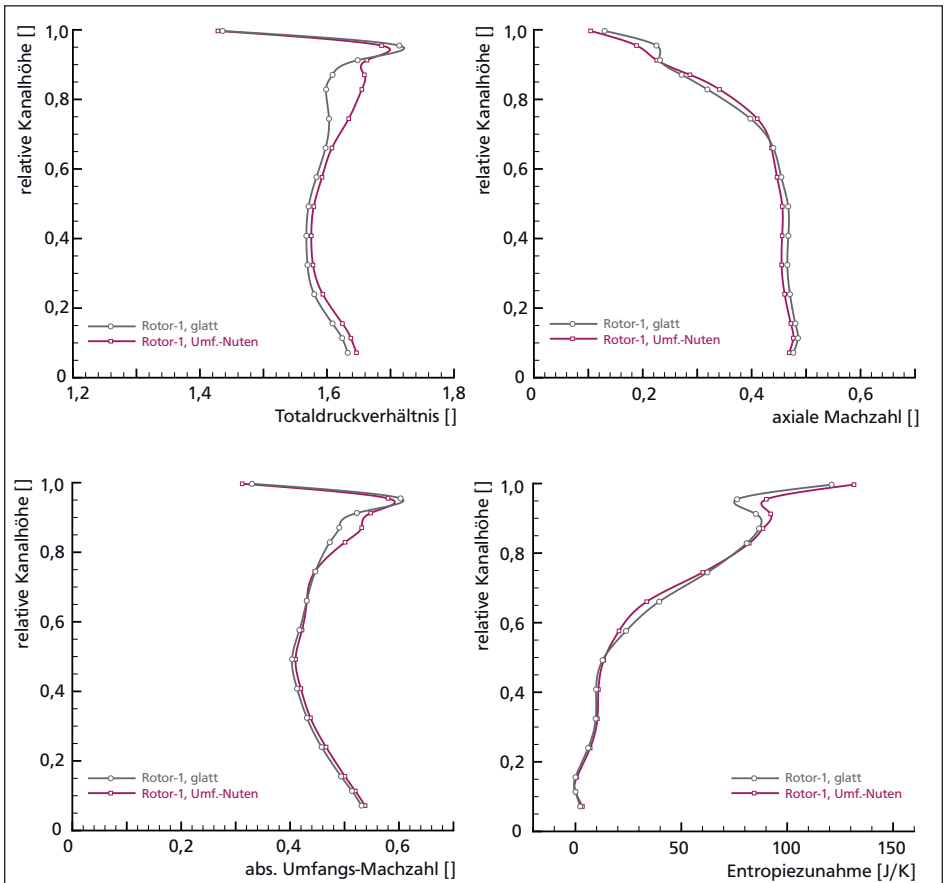


Abbildung 4.3: Sondenmessungen am Betriebspunkt *peak efficiency* ($\dot{m}=16,3\text{kg/s}$)

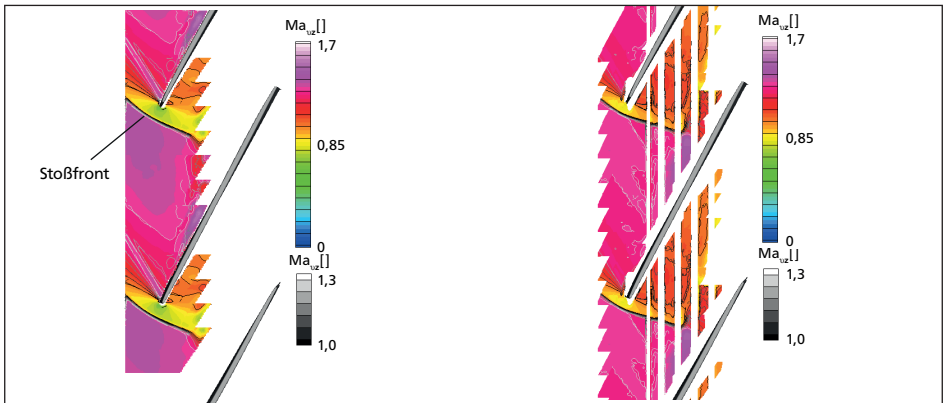


Abbildung 4.4: Relativmachzahlverteilung für das glatte Gehäuse (links) und Umfangsnuten (rechts) am Betriebspunkt *peak efficiency* ($\dot{m}=16,3\text{kg/s}$), aus PIV-Messungen

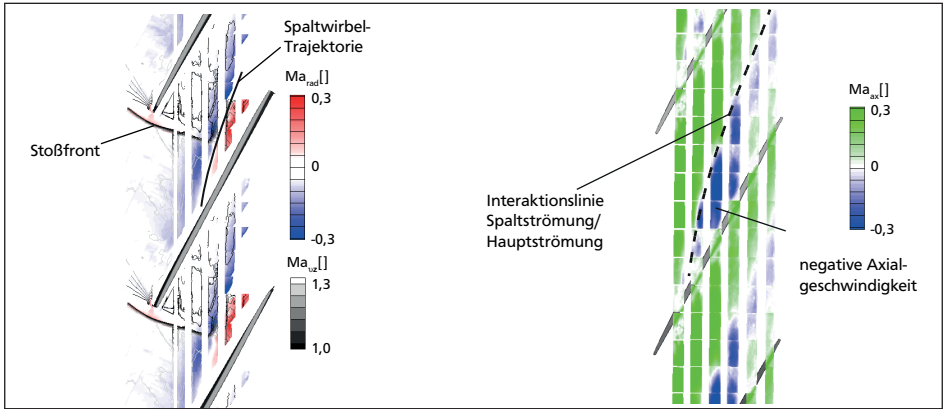


Abbildung 4.5: links: radiale Geschwindigkeitskomponenten auf 92,5% Kanalhöhe; rechts: axiale Geschwindigkeitskomponente im Spalt. Betriebspunkt *peak efficiency* ($\dot{m}=16,3\text{kg/s}$); aus PIV-Messungen

Die Daten im Auslegungspunkt sollen als Referenz für Betrachtungen von stärker angeddrosselten Betriebspunkten dienen.

4.3.2 Stabilitätsgrenze mit glattem Gehäuse ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$)

Die Sondenmessungen zeigen, dass im Bereich zwischen 70 und 90% Kanalhöhe ein deutlich höheres Totaldruckverhältnis erreicht wird, obwohl die Axialmachzahlen mit Gehäusestrukturierung über denen des glatten Gehäuses liegen (Abbildungen 4.6). Der höhere Massendurchsatz in diesem Bereich würde eigentlich durch geringere Inzidenzwinkel am Rotoreintritt für eine Entlastung des Profils sorgen. Die Umfangsmachzahlen zeigen nur von 80% bis 90% Kanalhöhe Steigerungen. Darunter müssen folglich die Verluste zurückgehen, um den erhöhten Totaldruckaufbau erklären zu können.

Der Blattspitzenbereich oberhalb 90% Kanalhöhe weist einen deutlichen Einbruch der Axialgeschwindigkeit und des Massendurchsatzes auf. Ab 95% sinkt gleichzeitig auch die Umfangsmachzahl bis zur Schaufelspitze hin unter das Niveau mit glattem Gehäuse. Dies deutet auf eine Verringerung der Blockage im Blattspitzenbereich hin, liefert aber zunächst keine weiteren Informationen zu den Strömungsvorgängen in der Passage. Diese sollen anhand der hochauflösenden Messungen geklärt werden.

Die PIV-Messungen zeigen, dass die Stoßfront an diesem Betriebspunkt rund 25% der Sehnenlänge vor der Vorderkante liegt. Der Stoßverlauf zeigt allerdings große Unterschiede für die beiden Konfigurationen (Abbildung 4.7).

Mit Umfangsnuten bildet sich eine annähernd gerade Stoßfront. Die mittlere Vorstoßmachzahl beträgt etwa $Ma=1,4$, allerdings werden nahe der Saugseite Vorstoßmachzahlen von bis zu $Ma=1,6$ erreicht. Stromab des Stoßes zeigt sich in der Passage ein Blockagegebiet mit verminderter Relativgeschwindigkeit, die lokal auf Werte unter $Ma=0,1$ sinkt. Um dieses einzugrenzen, wird eine Isolinie bei $Ma=0,8$ eingezeichnet. Vergleiche mit Lasermessungen an zwei Rotoren mit gleichem Auslegungspunkt zeigen, dass dieser Wert in der Passage auf radial darunter liegenden Ebenen erreicht wird, wenn die Ebenen nicht von Blockageeffekten betroffen sind. Legt man diesen Wert zugrunde, sind senkrecht zur Sehne etwa 70% der Schaufelpassage blockiert.

Mit glattem Gehäuse zeigt die Stoßfront ein sehr ausgeprägtes, kegelförmiges Ausbeulen nahe der Saugseite. Direkt stromab beginnt ein stark ausgedehntes Blockagegebiet, das über weite Bereiche parallel zur Eintrittsebene steht. Unter Anwendung des gleichen $Ma=0,8$ -Kriteriums nimmt es rund 90% Passagenbreite ein und weist ebenfalls lokale Minima unter $Ma=0,1$. Dadurch bedingt bildet sich ein komplexes Gebiet von Stoß- und Kompressionswellen, die die Machzahlen zunächst über $Ma=1,44$ steigen lassen, vor dem

Schalldurchgang aber die Strömung wieder leicht verzögern. Die Lage und Erstreckung des Blockagegebietes stimmt mit der Spaltwirbeltrajektorie (vgl. Abbildung 4.8) überein.

Das kegelförmige Ausbeulen der Stoßfront mit glattem Gehäuse kann daher auf die Spaltwirbel-Stoß-Interaktion zurückgeführt werden. Der statische Druckanstieg hinter dem Stoß führt zu einer abrupten Zunahme des Wirbelkerndurchmessers. Ausschlaggebend für die Form der Ausbeulung sind die radialen Druck- und Geschwindigkeitsprofile, die zu

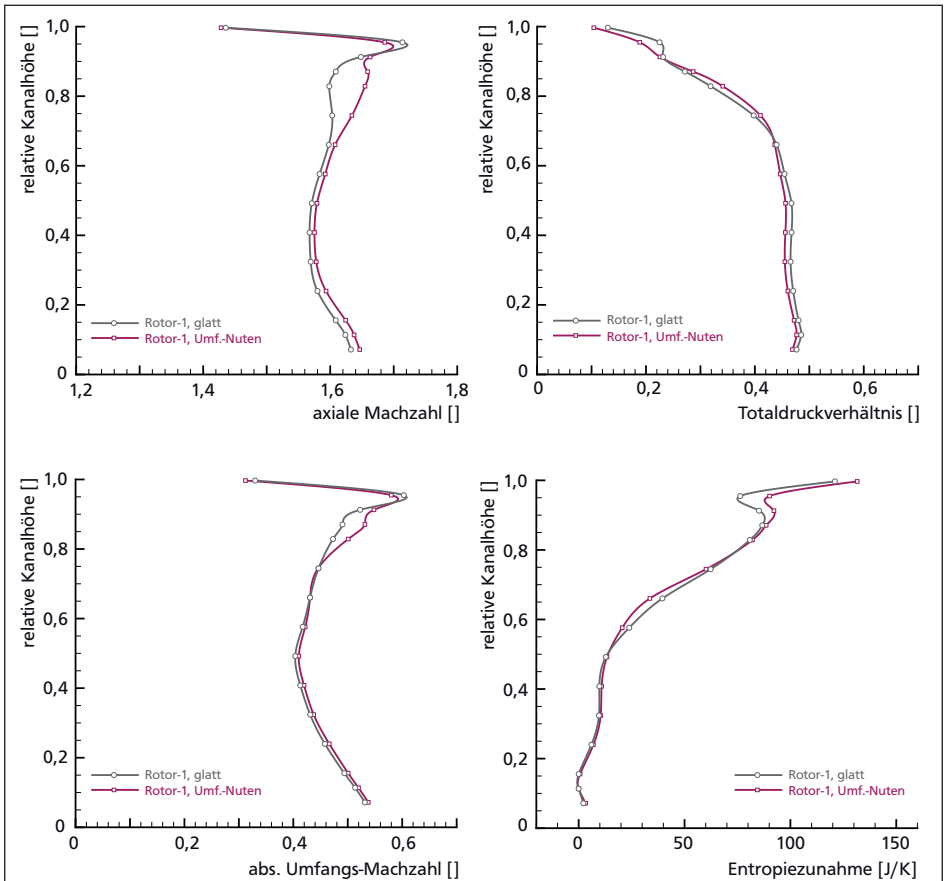


Abbildung 4.6: Sondenmessungen am letzten stabilen Betriebspunkt mit glattem Gehäuse NSSC ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$)

einer vom Radius abhängigen Stoßstärkenverteilung führen. Diese lassen sich in erster Näherung durch Starrkörperwirbel nach dem Modell von Burgers annähern, die im Fernfeld ein starkes Abklingverhalten aufzeigen. Im Wirbelkern liegen die Druck- und Dichteminima [vgl. Hofmann (2006)]. Die Stoßfront verschiebt sich entsprechend an diesem Punkt am weitesten stromauf.

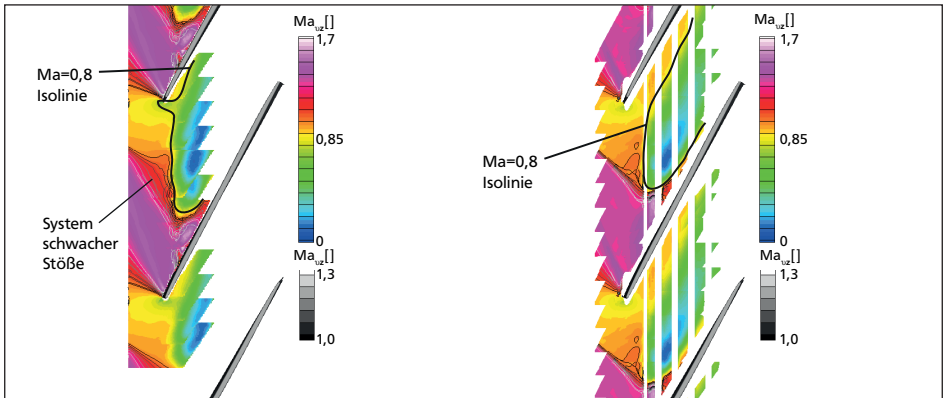


Abbildung 4.7: Relativmachzahlverteilung für das glatte Gehäuse (links) und Umfangsnuten (rechts) am Betriebspunkt NSSC ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$), aus PIV-Messungen

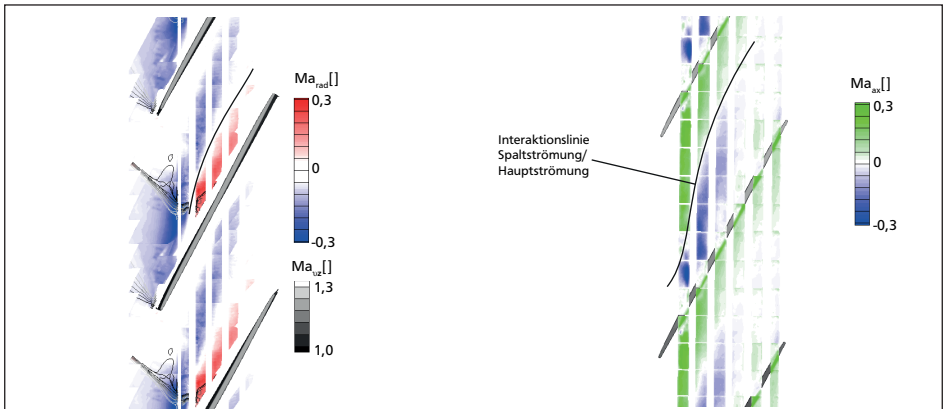


Abbildung 4.8: links: radiale Geschwindigkeitskomponenten auf 92,5% Kanalhöhe; rechts: axiale Geschwindigkeitskomponenten im Spalt. Betriebspunkt NSSC ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$), aus PIV-Messungen

Der Extremfall einer Stoß-Spaltwirbel-Interaktion wäre das Aufplatzen des Wirbels mit Ausbildung eines Staupunktes in der freien Strömung sowie größeren Rezirkulationsgebieten, wie bereits in Kapitel 2.3.1 gezeigt wurde.

Das Machzahlniveau des niedrigerenergetischen Fluids liegt jedoch stets über Null, so dass das kritische Drallverhältnis nach *Thomer et al. (2001)* offensichtlich nicht ganz erreicht ist und damit kein Aufplatzen auftritt. Bei einer Vorstoßmachzahl von $Ma=1,45$ ist das Drallverhältnis vor dem Stoß daher kleiner als 0,4. Die bisher dargestellten Ergebnisse lassen sich dennoch sehr gut mit Abbildung 2.8 vergleichen. Das theoretische Stoßsystem zeigt große Übereinstimmungen mit den hier gezeigten Messungen.

Die Betrachtungen enthalten bisher nur Aussagen über die gemittelten Effekte. Um den instationären Anteil abschätzen zu können, wurden Messungen mit piezoresistiven Druckaufnehmern in der Gehäusewand über dem Rotor aufgezeichnet. Abbildung 4.9 zeigt die relative Standardabweichung mit glattem Gehäuse (links) und mit Umfangsnuten (rechts). Mit glattem Gehäuse kommt es zu ausgeprägten Fluktuationen in der Eintrittsebene des Rotors. Der stromab liegende Rand erhöhter Fluktuationen fällt zusammen mit der Isolinie auf $Ma=0,8$.

Mit Umfangsnuten treten an diesem Betriebspunkt weder starke Ausbeulungen des Stoßes noch starke Fluktuationen in der Eintrittsebene des Rotors auf. Daher liegt der Schluss nahe, dass das Drallverhältnis mit Umfangsnuten deutlich zurückgegangen sein muss und

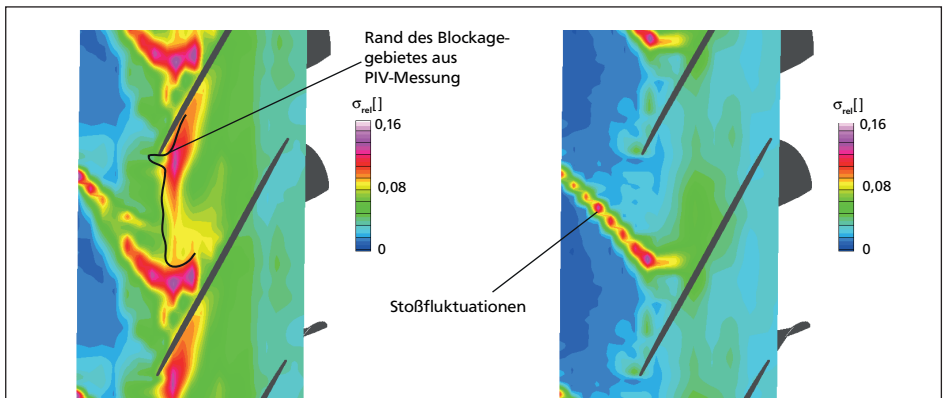


Abbildung 4.9: Relative Standardabweichung aus instationären Wanddruckmessungen für das glatte Gehäuse (links) und mit Umfangsnuten (rechts) am Betriebspunkt $NSSC$ ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$)

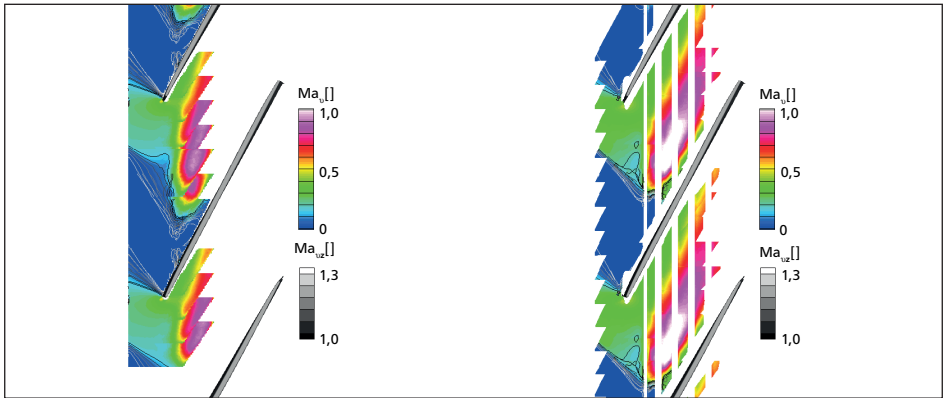


Abbildung 4.10: Umfangsmachzahlverteilung für das glatte Gehäuse (links) und Umfangsnuten (rechts) am Betriebspunkt NSSC ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$), aus PIV-Messungen

somit die Interaktion mit der Stoßfront geringere Auswirkungen zeigt. Entsprechend geht die dadurch hervorgerufene Blockagewirkung zurück.

Die Machzahlverteilung der absoluten Umfangskomponente in Abbildung 4.10 zeigen, dass die Blockagegebiete aufgrund der starken Verzögerung in Hauptströmungsrichtung nun in Umfangsrichtung beschleunigen. Das erklärt die starke Überhöhung der Umfangsmachzahl in den Sondenmessungen auf 95% Kanalhöhe. In der Darstellung des glatten Gehäuses sind die schwachen Stöße zwischen ausgebeulter und gerader Stoßfront gut zu erkennen.

Ausweichbewegungen des Fluids aufgrund der Blockage führen mit glattem Gehäuse an diesem Betriebspunkt zu einer um rund 2° verschlechterten Inzidenzsituation, wie ebenfalls aus den PIV-Messungen hervorgeht (hier nicht gezeigt). In *Rabe und Hah (2002)* wurde von 3° Inzidenzunterschied in numerischen Simulationen eines transsonischen Rotors mit und ohne Umfangsnuten berichtet. Die Größenordnungen sind daher ähnlich.

4.3.3 Stabilitätsgrenze mit Umfangsnuten ($\dot{m}=12,7\text{kg/s}$)

Die Strömungsphänomene sind an diesem Betriebspunkt dem Versagen mit glattem Gehäuse sehr ähnlich: Die Stoßfront verlagert sich im Bereich der Interaktion mit dem Spaltwirbel nach vorn. Das Blockagegebiet erstreckt sich über die gesamte Passage, die

$Ma=0,8$ -Isolinie liegt parallel zur Eintrittsebene (Abbildung 4.12). Die Inzidenzwinkel steigen gegenüber den Werten mit einem Massenstrom von $\dot{m}=13,9\text{kg/s}$ um 2° an.

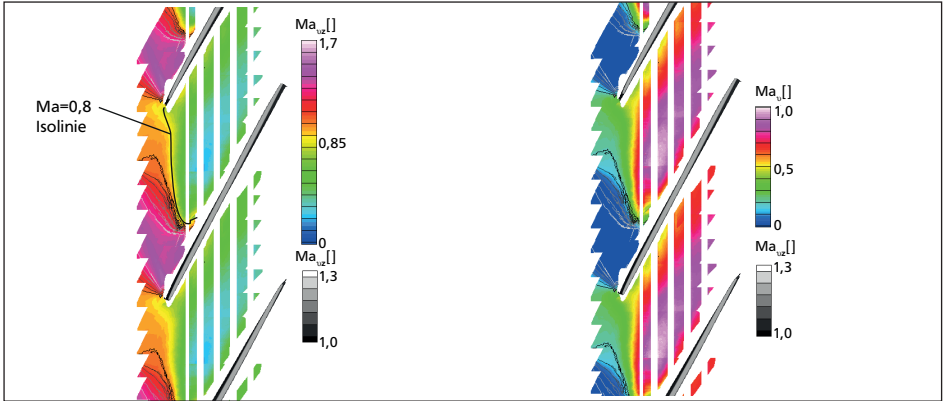


Abbildung 4.11: Relativmachzahlverteilung (links) und Umfangsmachzahlverteilung (rechts) mit Umfangsnuten am Betriebspunkt NS ($\dot{m}=12,7\text{kg/s}$), aus PIV-Messungen

Auch die statischen Wanddruckdaten sowie die daraus berechneten Standardabweichungen zeigen ähnliche Effekte (Abbildung 4.12):

Die Interaktionslinie von Haupt- und Spaltströmung liegt in der Eintrittsebene, die Fluktuationen in diesem Bereich sind stark gestiegen.

Mit 33% der Sehnenlänge stromauf der Vorderkante ist der Stoß sehr weit abgehoben, seine Fluktuationen führen in der Analyse zu Einzelstoßlagen zwischen 30 und 37%. Die Ergebnisse stimmen sehr gut mit den Lasermessungen überein.

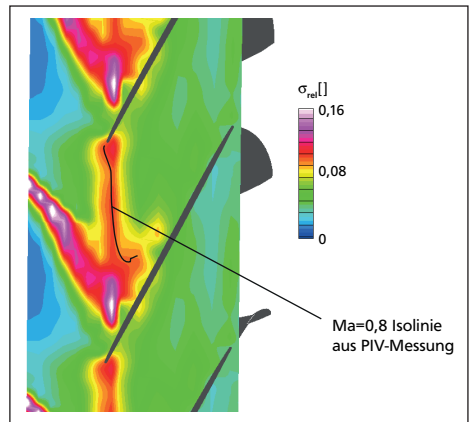


Abbildung 4.12: Relative Standardabweichung aus instationären Wanddruckmessungen mit Umfangsnuten am Betriebspunkt NS ($\dot{m}=12,7\text{kg/s}$)

4.3.4 Diskussion

Die Messungen zeigen, dass mit zunehmender Androsselung zwei wesentliche Effekte zu beobachten sind:

- An der Blattspitze verschiebt sich die Interaktionslinie zwischen eintretender Strömung und Spaltströmung stromauf. Dies ist zurückzuführen auf den geringer werdenden Eintrittsimpuls, während die negativen Axialgeschwindigkeiten der Spaltströmung aufgrund der höheren Schaufelbelastung zunehmen [Hoeger et al. (1999)]. Die Linie entspricht der von Vo et al. (2008) und Bennington et al. (2008, 2010) postulierten Linie, bei der die Schubspannungen am Verdichtergehäuse zu Null werden. Am letzten stabilen Betriebspunkt liegt die Linie in der Eintrittsebene des Rotors.
- Das Drallverhältnis steigt nahe des Stabilitätslimits über einen kritischen Wert, so dass der plötzliche statische Druckanstieg hinter der Stoßfront zu einer starken Aufweitung des Wirbels führt. Dabei ändert sich das Stoßsystem erheblich, zudem kommt es zur Ausbildung eines großen Blockagegebiets, dass eine sehr geringe Relativgeschwindigkeit aufweist.

Ausschlaggebend für die Wirkweise der Gehäusestrukturierung ist daher die Manipulation des Drallverhältnisses des Spaltwirbels. Der in die Umfangsnuten ein- und austretende Massenstrom interagiert dabei mit dem Spaltmassenstrom.

Die aus den Wanddruckmessungen berechneten Druckdifferenzen von Messpunkten entlang der projizierten Saug- und Druckseite am Betriebspunkt NSSC ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$) zeigen, dass sich mit glattem Gehäuse ein Plateau sehr hoher Druckgradienten zwischen 15% und 30% Sehnenlänge bildet. Mit Gehäusestrukturierung ist der Bereich um die Vorderkante zwar etwas höher belastet, mit Ansetzen der ersten Nut bei 15% sinken die Werte jedoch ab, was auf höhere Druckbeiwerte und somit verminderte Geschwindigkeiten am Gehäuse entlang der Saugseite zurückzuführen ist.

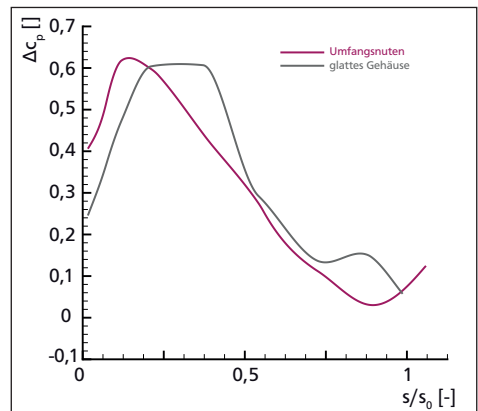


Abbildung 4.13: Druckdifferenz entlang der projizierten Saug- und Druckseite am Gehäuse ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$)

Die PIV-Messungen im Spalt haben ergeben, dass im Rotor-Relativsystem die negative Axialkomponente den dominanten Geschwindigkeitsanteil darstellt. Durch die Interaktion mit der Ein- und Ausströmung der Nuten wird daher der negative Axialimpuls verringert (eine Bestimmung der Ein- und Ausströmungsvorgänge selbst (radiale Komponente) war aufgrund der hohen Gradienten in Verbindung mit dem Messprinzip leider nicht möglich). Durch diesen Vorgang wird die Axialkomponente des Spaltwirbels erhöht, so dass das Drallverhältniss sinkt. Entsprechend sinkt die Blockagewirkung beim Stoßdurchtritt. Zudem verlagert sich die Interaktionslinie zwischen eintretender Strömung und Spaltströmung an der Blattspitze weiter in die Passage hinein, was nach *Bennington et al. (2008)*, (2010) und *Vo et al. (2008)* auf eine Stabilitätserhöhung schließen lässt.

Die genannten Kriterien implizieren allerdings *spike-type stall inception* (vgl. Abschnitt 2.3.2). Es stellt sich daher die Frage, ob die Konfiguration trotz Gehäusestrukturierung als tip-kritisch bezeichnet werden muss.

Für beide Konfigurationen wurden daher transiente Messungen bis zum Eintritt von rotating stall durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen die Abbildungen 4.14-4.16. Mit glattem Gehäuse konnten dabei die typischen Anzeichen eines Zusammenbruchs über *spikes* festgestellt werden. Das Modell von *Vo et al. (2008)* in Abbildung 2.9 kann dabei insofern bestätigt werden, als dass das Auftreten eines *spikes* an der Vorderkante gleichzeitig eine Senkung des Totaldrucks an einer gehäusenahen Position der Statorvorderkanten-Instrumentierung nach sich zieht.

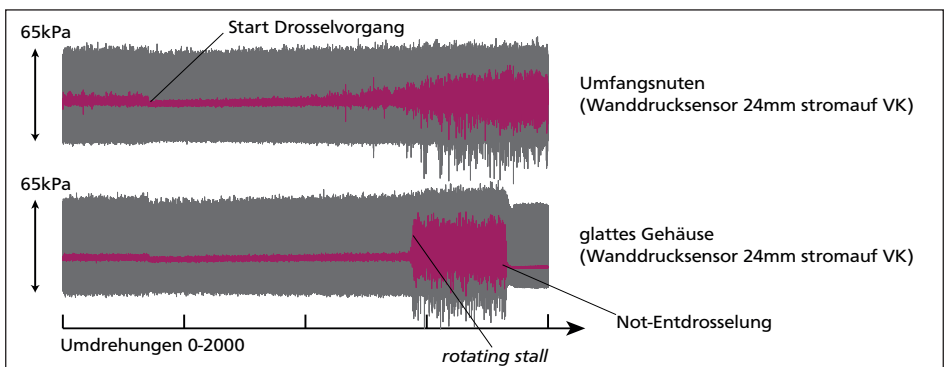


Abbildung 4.14.: Transiente statische Wanddrücke bis zum Eintritt von *rotating stall* (magenta: Tiefpass-gefiltertes Drucksignal, grau: Rohdaten)

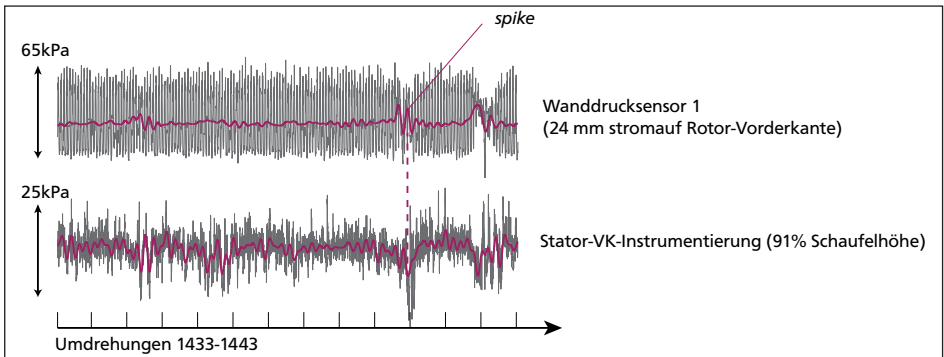


Abbildung 4.15: Stallvorgänge mit Umfangsnuten (magenta: Tiefpass-gefiltertes Drucksignal, grau: Rohdaten)

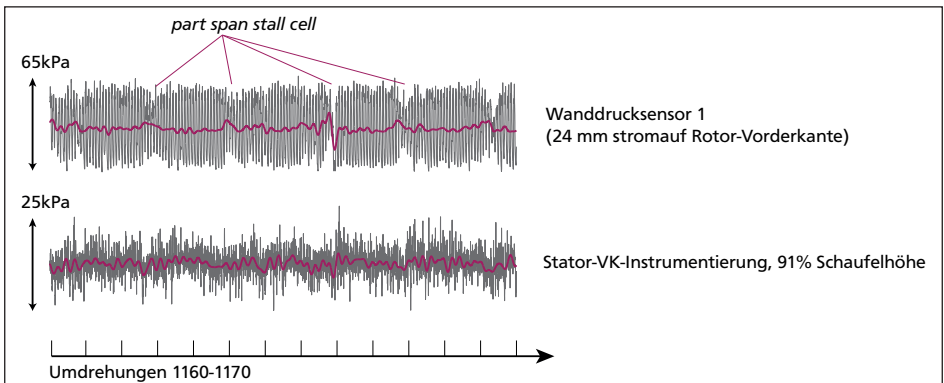


Abbildung 4.16: Stallvorgänge mit glattem Gehäuse (magenta: Tiefpass-gefiltertes Drucksignal, grau: Rohdaten)

Mit Gehäusestrukturierung hingegen verläuft der Zusammenbruch des stabilen Betriebs über eine kontinuierliche Verstärkung einer umlaufenden Störung, die als *part-span-stall*-Zelle identifiziert werden konnte. Entgegen der Klassifizierung nach Tabelle 2.1 handelt es sich um eine singuläre Zelle, die mit 52% Rotorgeschwindigkeit entgegen der Rotordrehrichtung umläuft. Die Konfiguration wurde zudem mit umfangsverteilten Sensoren auf modale Aktivitäten hin untersucht, die nicht festgestellt werden konnten [vgl. *Houghton und Day (2010)*]. Die Stufe ist daher weiterhin als *tip*-kritisch einzustufen.

4.4 Parameterstudie mit Umfangsnuten

Die in der Literatur veröffentlichten Ergebnisse mit Umfangsnuten sind uneindeutig hinsichtlich der optimalen Nutanzahl sowie Nutgeometrie (vgl. Abschnitt 2.4.1). Um die Auswirkungen der beiden Parameter auf die Leistungsdaten abschätzen zu können, wurden weitere Parametervarianten bei Nenndrehzahl vermessen. Tabelle 4.1 listet die Konfigurationen mit ihren geometrischen Eigenschaften auf. Für alle Varianten lag die Vorderkante der ersten Nut bei 15,25% der axialen Sehnenlänge.

Die Ergebnisse, dargestellt in Abbildungen 4.17, zeigen folgende Trends für den Pumpgrenzabstand:

- sechs Umfangsnuten liefern höhere Pumpgrenzabstände als drei Nuten
- Der Pumpgrenzabstand wächst mit dem Breiten-zu-Höhenverhältnis (Formfaktor) an.

Für den Wirkungsgrad zeigen sich die nachstehenden Abhängigkeiten:

- mit sechs Nuten lassen sich mit kleineren Formfaktoren leichte Wirkungsgradverbesserungen erreichen, größere Formfaktoren erzeugen Verluste
- drei Nuten erzeugen geringfügige Verluste, die auch mit unterschiedlichen Formfaktoren konstant bleiben.

Die Interpretation der Wirkungsgradergebnisse kann unter Berücksichtigung der Profildruckverteilung erfolgen: Am Betriebspunkt höchsten Wirkungsgrads ist das Spaltdruckgefälle im hinteren Bereich der Schaufel wesentlich größer als im vorderen.

Konfiguration	CG6d	CG6m	CG6s	CG3d	CG3m	CG3s
Anzahl der Nuten	6	6	6	3	3	3
Breite der Nut [mm]	4	4	4	4	4	4
Tiefe [mm]	12	6	3	12	6	3
Formfaktor	3	1,5	0,75	3	1,5	0,75
Rotorüberdeckung [%]	82,4	82,4	82,4	38,8	38,8	38,8

Abbildung 4.1: Parametervariationen mit Umfangsnuten

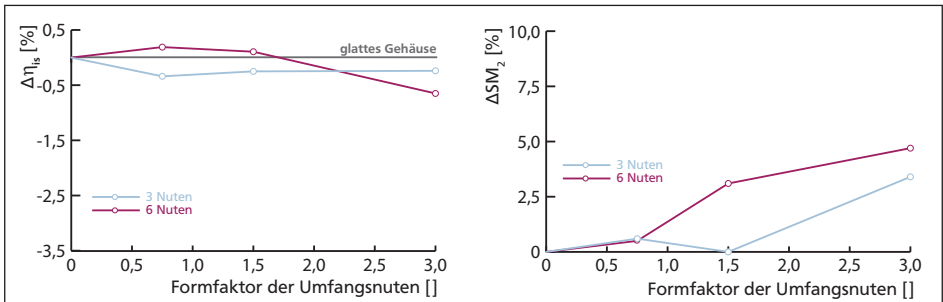


Abbildung 4.17: Wirkungsgradänderung (links) und zusätzlicher Pumpgrenzabstand (rechts) mit 3 bzw. 6 Umfangsnuten, aufgetragen über Formfaktor

Drei Nuten überdecken den Bereich von 15,25% bis 54% der Sehnenlänge und haben daher relativ wenig Einfluss auf die Spaltwirbelentstehung. Ihr Potential, die zusätzlich verursachten Verluste zu kompensieren, ist daher gering.

Ein Erklärungsansatz für Unterschiede im Pumpgrenzabstand kann durch die bleed-Funktion der stromab liegenden Nuten gegeben werden: Da sich der Spaltdruckgradient mit zunehmender Androsselung zur Vorderkante hin verlagert, interagieren die stromauf liegenden drei Nuten stark mit der Spaltströmung. Steigt die Blockage, kann diese in den hinteren Nuten radial nach oben ausweichen, was zu einer weiteren Stabilisierung des Verdichterbetriebs führt.

Die Ergebnisse stehen allerdings in einigem Widerspruch zur Literatur: *Rabe und Hah (2002)* erreichten den gleichen Zugewinn an Pumpgrenzabstand, wenn sie anstelle von fünf Nuten nur die beiden stromauf liegenden Nuten verwendeten. Selbst der Formfaktor hatte keinen wesentlichen Einfluss auf die Stabilitätsverlängerung, er konnte ohne Einbußen von 2,7 auf 0,16 reduziert werden. Mit flacheren Nuten ergaben sich bessere Wirkungsgrade.

Houghton und Day (2010) sehen bei der Kombination von Einzelnuten folgenden Zusammenhang: Mit mehreren Nuten wird ein Pumpgrenzabstand erreicht, der unter der Summe dessen liegt, der von jeder individuellen Einzelnut erreicht wird. Die Verluste wiederum entsprechen der Summe der Einzelverluste. Auch dieses Verhalten konnte hier nicht bestätigt werden: mit einem Formfaktor von 1,5 liegen sechs Nuten im Wirkungsgrad deutlich oberhalb von drei Nuten, die Pumpgrenze ist ebenfalls wesentlich höher.

5 Potentialabschätzung

5.1 Optimierter Rotorentwurf mit Umfangsnuten

Die Forschungsarbeiten der vergangenen Jahre zeigen, dass neben der Entwicklung effizienter Gehäusestrukturierungen ein Schwerpunkt auf der Optimierung der Schaufelgeometrie transsonischer Verdichter lag. Insbesondere durch eine vorwärtsgerichtete Pfeilung (*forward sweep*) der Profile konnten Stabilitätsbereiche sowie Wirkungsgrade deutlich gesteigert werden [Hah und Wennerstrom (1991), Wadia et al. (1998), Passrucker et al. (2003)].

Der folgende Abschnitt befasst sich daher mit den nachstehenden Punkten:

- In welcher Größenordnung liegt die Stabilitätsverbesserung einer optimierten Schaufelgeometrie?
- Finden die versagenskritischen Mechanismen eines verbesserten Entwurfs weiterhin an der Blattspitze statt, d.h. lässt sich die Stabilitätsgrenze überhaupt durch eine Gehäusestrukturierung weiter verschieben?
- Welche Leistungsdaten stellen sich bei einem optimierten Rotorentwurf mit Umfangsnuten ein?

5.1.1 Grundlagen der Vorwärtspfeilung

Die Literatur unterscheidet drei durch Vorwärtspfeilung hervorgerufene Mechanismen, die sich direkt auf das Stabilitätsverhalten des Rotors auswirken (vgl. Abbildung 5.1):

Entlastung der Blattspitze [Denton und Xu (1999), (2000)], Aufrichten des Stoßes nach Hah et al. (2004) sowie Verminderung von niedrig-energetischem Fluid im Blattspitzenbereich [Yamaguchi et al. (1993)].

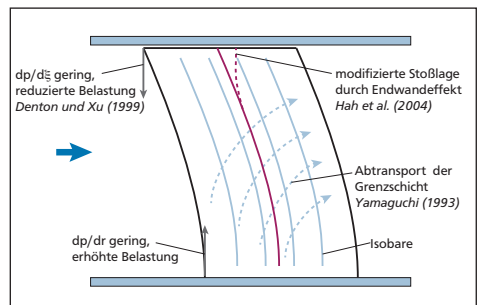


Abbildung 5.1: Durch Vorwärtspfeilung hervorgerufene Effekte nach Denton und Xu (1999), Hah et al. (2004) und Yamaguchi (1993).

- Entlastung der Blattspitze: Die Anwendung von *forward sweep* führt zu einer radialen Anhebung der Meridianstromflächen, indem die Stromlinien auf der Saugseite in Richtung Gehäuse und auf der Druckseite zur Nabe hin abgelenkt werden. In der Folge wird der Bereich der Vorderkante an der Blattspitze entlastet. Die Blockage- und Verlustmechanismen, die mit der Entstehung des Spaltwirbels verbunden sind, werden entsprechend reduziert.
- Aufrichten des Stoßes am Gehäuse: Durch die kinematischen Randbedingungen an den Endwänden muss der Stoß senkrecht oder in Lamda-Form [bedingt durch Grenzschicht-Interaktion, siehe Hoeger und Broichhausen (1992)] mit dem Gehäuse abschließen. Im Falle einer vorwärtsgepfeilten Beschaukelung verlagert sich der Stoß durch das Aufrichten an der Blattspitze stromab. Ein Ablösen der Stoßfront tritt daher erst mit deutlich erhöhtem Gegendruck ein, der Stabilitätsbereich wird somit gegenüber einem Rotor mit rein radial gefädelten Profilen vergrößert.
- Verminderung niedrig-energetischen Fluids an der Blattspitze durch abgeschleuderte Grenzschichten: Partikel aus der Schaufelgrenzschicht werden durch das radiale Ungleichgewicht von Flieh- und Druckkräften in den Blattspitzenbereich abgeschleudert. Es kommt zu einer Akkumulation von niedrig-energetischem Fluid am Gehäuse. Der veränderte, schräge Verlauf der Isobaren auf der Schaufeloberfläche mit Vorwärtspfeilung reduziert diesen Effekt.

MTU Aero Engines präsentierte im Jahr 2003 mit Rotor-4 einen Entwurf, der auf Basis dieser Erkenntnisse für den transsonischen Verdichterprüfstand optimiert wurde. Eine bestmögliche Vergleichbarkeit mit Rotor-1 wurde durch Beibehaltung der Schaufelzahl, der Sehnenlänge sowie der Profilierung an der Nabe sichergestellt.

Insgesamt ist der vorwärts gepfeilte Entwurf an der Blattspitze um ca. 8% Sehnenlänge in axialer Richtung und 15% in Umfangsrichtung verschoben. Der Laufspalt von Rotor-4 wurde allerdings auf 0,8mm bei Nenndrehzahl verringert und beträgt damit nur noch 50% des Basisentwurfs. Zudem wurde der Blattspitzenbereich neu profiliert. Abbildung 5.2 zeigt einen Vergleich der Schaufelgeometrien in der Meridionalansicht sowie Profilschnitte an Nabe und Gehäuse.

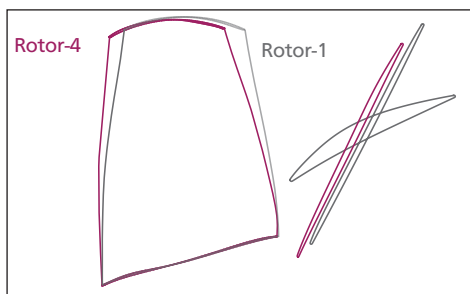


Abbildung 5.2: Vergleich Rotor-4 mit Rotor-1: [links](#): Meridionalansichten; [rechts](#): Lage der Blattspitzenprofile im Vergleich zum identischen Nabenprofil

5.1.2 Rotor-4 Leistungsdaten und Versagensmechanismen mit glattem Gehäuse

Der Vergleich der Kennfelddaten bei Nenndrehzahl bestätigt die positiven Auswirkungen der Neuauslegung (Abbildung 5.3). Rotor-4 zeigt gegenüber Rotor-1 einen deutlich erhöhten Totaldruckaufbau. Der Pumpgrenzabstand liegt bei 24,9% und damit 6,6% über dem Wert von Rotor-1. Da die Pumpgrenzabstände der Rotoren aufgrund der sehr unterschiedlichen Charakteristiken schwer zu vergleichen sind, wird in diesem Abschnitt zusätzlich die Kennfeldbreite bewertet, die mit Rotor-4 auf $\Delta \dot{m} = 3,97 \text{ kg/s}$ (+53,2%) anwächst.

Das größere Stufendruckverhältnis ist hauptsächlich auf den deutlich reduzierten Laufspalt zurückzuführen. Dies zeigt sich durch eine Analyse experimenteller Daten der Konfiguration Rotor-1 / Stator-1 mit drei unterschiedlichen Spalthöhen (3,88%, 7,27% und 12,12% relativer Spalthöhe bezogen auf die Sehnenlänge). Das erreichbare Totaldruckniveau lässt sich aus diesen Daten auf ein mit Rotor-4 vergleichbares Spaltmaß extrapolieren (Abbildung 5.4). Demnach lägen die Druckwerte für Rotor-1 mit 0,8mm Laufspalt rund 4% höher und erreichten daher die Größenordnung von Rotor-4.

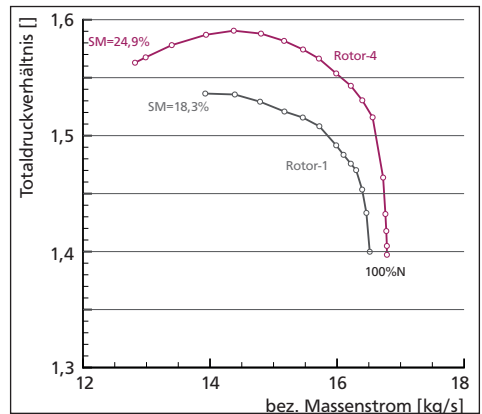


Abbildung 5.3: Totaldruckverhältnisse von R-4 und R-1 mit glattem Gehäuse bei Nenndrehzahl

Der Wirkungsgrad von Rotor-4 liegt ebenfalls deutlich über dem des Rotor-1. Dies ist nicht alleine auf den geringeren Spalt zurückzuführen. Wie Laser-2-Fokus-Messungen zeigen, wird durch die Neuprofilierung die maximal erreichte Vorstoßmachzahl im Auslegungspunkt an der Blattspitze im Strömungsfeld gesenkt, sodass sich die Stoßverluste erheblich verringern [Bergner (2006)]. Sondenmessungen hinter dem Rotor zeigen, dass der geringere Laufspalt sowie die geometrische Gestaltung von Ro-

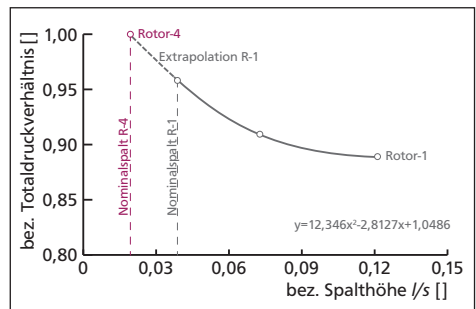


Abbildung 5.4: Extrapolation der Totaldruckverhältnisse von Rotor-1 auf ein verringertes Spaltmaß

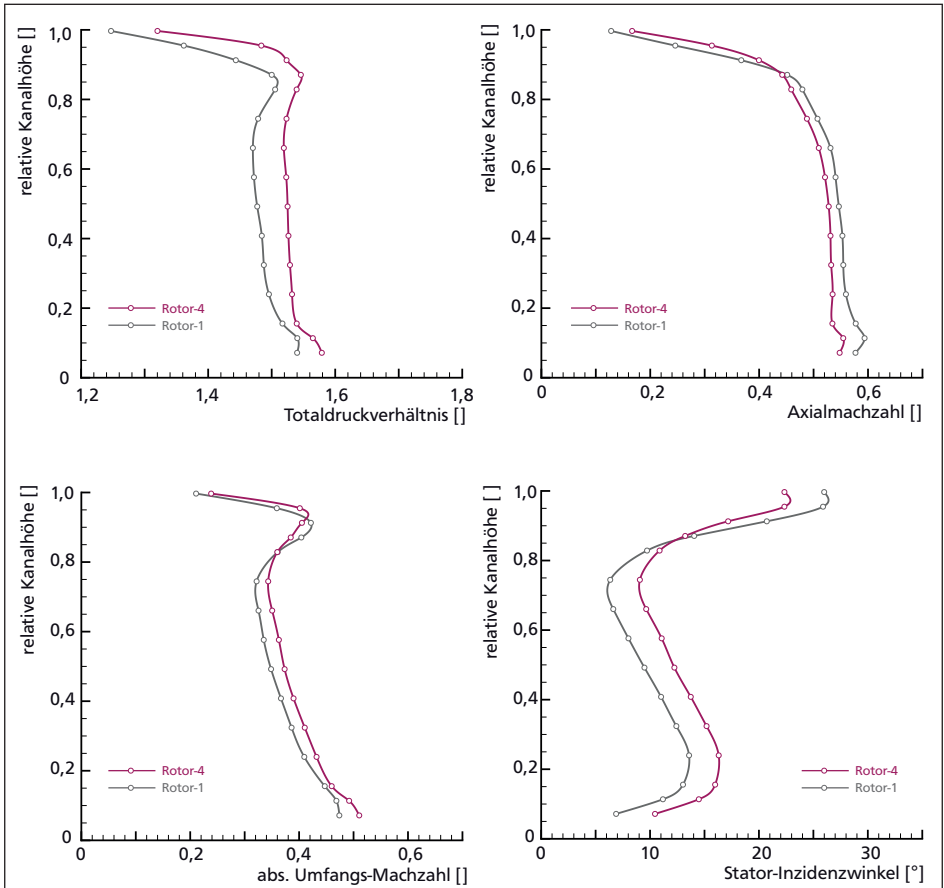


Abbildung 5.5: Sondenmessungen mit Rotor-4 und Rotor-1 am Betriebspunkt *PE* ($\dot{m}=16,3\text{kg/s}$)

tor-4 im Auslegungspunkt zu einer Anhebung der Axialmachzahl und somit des Massenstroms oberhalb 90% Schaufelhöhe führen. Die Umfangsmachzahl nimmt oberhalb 85% Schaufelhöhe ab (Abbildung 5.5). Die Verläufe deuten auf eine signifikante Verringerung der durch die Spaltströmung verursachten Blockage im Blattspitzenbereich. Die Umverteilung des Massenstroms sorgt unterhalb 85% Schaufelhöhe zu einer Verringerung der axialen Anströmgeschwindigkeit am Rotoreintritt. Die höhere Umlenkung sorgt daher auch im unteren Kanalbereich mit unveränderten Profilen für einen erhöhten Totaldruckaufbau.

Der letzte stabile Betriebspunkt von Rotor-4 wird bei einem Massenstrom von 12,8 kg/s erreicht. Laser-2-Fokus-Vermessungen in *Bergner (2006)* zeigen, dass die Stoßfront im Blattspitzenbereich an diesem Betriebspunkt stark abgelöst verläuft: Die mittlere Distanz des Stoßes zur Schaufelvorderkante in Richtung des Staffelungswinkels beträgt rund 25% der Sehnenlänge. Im Schaufelkanal selbst weisen die radialen Schnitte vom Blattspitzenbereich bis 92,5% Kanalhöhe Blockagegebiete auf, die der Spaltströmung zugeordnet werden können. Darunter konnten keine weiteren blockierten Bereich mehr festgestellt werden. Trotz der positiven Steigung des Kennfelds an der Stabilitätsgrenze deuten Kulite-Messungen stromauf der Vorderkante auf einen Zusammenbruch mit *spikes* hin. Die Daten sind ein starkes Indiz dafür, dass Rotor-4 als *tip*-kritisch einzustufen ist.

Welche exakten Anteile der Stabilitätsenerweiterung der vorwärtsgepfeilten Schaufelprofilierung bzw. der Spaltreduktion zuzuordnen sind, lässt sich aus den vorhandenen Daten nicht nachweisen. Da sich der theoretisch bestimmte Eintrittsimpuls am letzten stabilen Betriebspunkt aber um rund 15% gegenüber Rotor-1 verringert, muss sich der Impuls der Spaltströmung ebenfalls verringern, da es sonst vorzeitig zu einem *spill forward* kommen würde. Die Schaufelbelastung von Rotor-4 an der Blattspitze fällt aber aufgrund des gestiegenen Totaldruckaufbaus höher aus. Somit muss der Massenstrom, der durch den Spalt tritt, gegenüber Rotor-1 entsprechend gesunken sein. Mit geringeren Spalten würde demnach das Drallverhältnis sinken, was numerisch von *Hofmann (2006)* für einen transsonischen Rotor gezeigt wurde.

5.1.3 Rotor-4 Leistungsparameter mit Umfangsnuten

Die Kennfelddaten für Rotor-4 in Abbildung 5.6 wurden bei 100%, 90% sowie 65% Nenn-drehzahl ermittelt. Die 80%-Charakteristik ist aufgrund einer Schwingungsanregung für Untersuchungen an der Stabilitätsgrenze gesperrt, sodass hierfür keine Vergleiche mit Rotor-1 angestellt werden konnte. Um identische geometrischen Parameter zwischen Rotorschaukel und Gehäusestrukturierung zu generieren, wurden die Umfangsnuten entsprechend der Vorwärtspeilung in axiale Richtung stromauf verschoben. Der relative Ansatzpunkt sowie die Gesamtüberdeckung bleiben damit gleich (vgl. Abbildung 2.11).

Die Ergebnisse der Messungen bestätigen im Wesentlichen die bisherigen Resultate mit Rotor-1. Mit Umfangsnuten konnte für alle drei Drehzahlen eine weitere Steigerung der Stabilität erreicht werden. Die Werte bei Nenndrehzahl werden in Tabelle 5.1 mit den Rotor-1-Daten verglichen. Auch für Rotor-4 liegen dabei die Wirkungsgradeinbußen im Auslegungspunkt bei $\Delta\eta_{is} = -0,5\%$.

Im hinzugewonnenen Betriebsbereich setzt sich die Absenkung der Totaldruckcharakteristik bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze allerdings fort. Durch die sehr breite Kennfeldlinie und die geringeren Druckverhältnisse fällt der berechnete Pumpgrenzabstands nach der Definiton in Gleichung 2.11 gegenüber der relativen Kennfeldbreite geringer aus als erwartet.

Sondenmessungen beider Gehäusekonfigurationen mit Rotor-4 weisen vergleichbare Tendenzen und Unterschiede wie die Messungen mit Rotor-1 auf (sie werden daher nicht gezeigt). Der Schluss liegt nahe, dass auch hier die stromaufwärts gerichtete Verschiebung der Interaktionslinie zwischen eintretender Strömung und Spaltströmung zum Versagen führen könnte. Da der negative Axialimpuls der Spaltströmung aufgrund des verminderten Spalts geringer ausfällt, verschiebt sich somit auch der Betriebspunkt, an dem der Rotor versagt, zu geringeren Massenströmen.

Insgesamt zeigt sich, dass die hinzugewonnenen Kennfeldbreiten mit optimierter Beschauelfung bzw. mit Umfangsnuten in der gleichen Größenordnung liegen. Das große Potential eines verkleinerten Laufspalts und verbesserter Profilierung liegt allerdings im Wirkungsgrad und dem maximalen Druckverhältnis. Die achsensymmetrische Gehäusestrukturierung ist hier offensichtlich nicht in der Lage, die Leistungseinbußen mit großem Spalt zu kompensieren, wie beispielsweise von *Beheshti et al. (2004)* und *Mileshin et al. (2008)* berichtet wird.

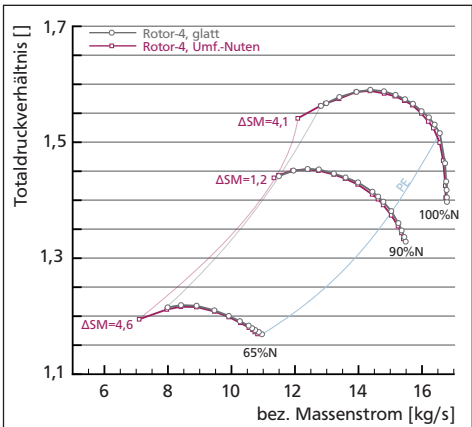


Abbildung 5.6: Kennfelder von Rotor-4 mit glattem Gehäuse und Umfangsnuten bei 100%, 90% und 65% Nenndrehzahl

	R-1 SC	R-1 CG	R-4 SC	R-4 CG
Pumpgrenzabstand SM_2 [%]	18,3	25,5	24,9	29,0
Pumpgrenzgewinn ΔSM_2 [%]*	0	7,2	6,6	10,7
Kennfeldbreite Δm [kg/s]	2,6	3,7	4,0	4,7
rel. Kennfeldbreite [%]*	100	142	153	180

Tabelle 5.1: Vergleich der Stabilitätsparameter; *Delta zu R-1 SC

5.2 Rotor-1 mit Axialschlitz

Wie im Abschnitt 3.1 erwähnt, stellen axiale Schlitz neben Umfangsnuten eine weitere vielversprechende Gruppe von Gehäusestrukturierungen dar. Es stellt sich daher zwangsläufig die Frage, wie sich die bisherigen Resultate gegenüber einem nicht-achsensymmetrischen Entwurf positionieren. Im folgenden sollen die bisher gezeigten Daten direkt mit Messungen verglichen werden, in denen die Konfiguration Rotor-1/Stator-2 mit Axialschlitz untersucht wurde. Der Schwerpunkt der Untersuchungen lag dabei auf folgenden Aspekten:

- Welche Leistungsdaten werden mit Axialschlitz erreicht?
- Können spezifische Wirkmechanismen axialer Gehäusestrukturierungen aus den Daten abgeleitet werden?
- Welchen Einfluss haben Änderungen der CT-Parameter auf die Stufenkennzahlen?

Die Analyse der Strömungsparameter konzentrierte sich dabei auf den Betrieb bei Nenn-drehzahl.

5.2.4 Geometrische Parameter der Gehäusestrukturierung

Die verwendete Gehäusestrukturierung besteht aus 64 halbkreisförmigen, in Rotationsrichtung geneigten Schlitz. Die entsprechenden Auslegungsdaten sind in Abbildung 5.7 zusammengefasst.

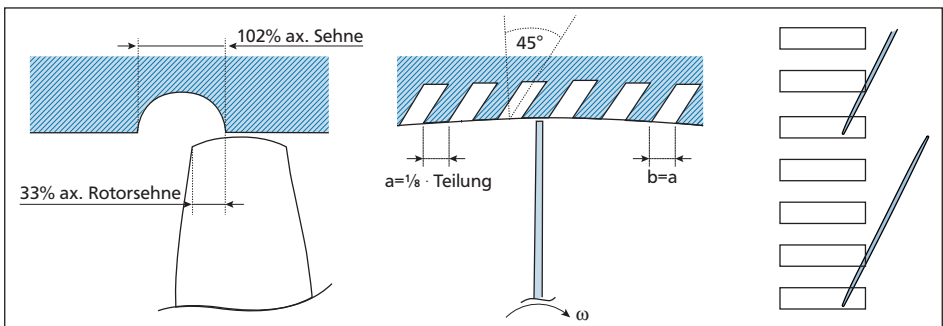


Abbildung 5.7: Geometrieparameter der verwendeten Axialschlitz

5.2.5 Leistungsdaten der Stufe mit Axialschlitz

Die Kennfeldmessungen sowie deren Analyse in Abbildung 5.8 zeigen eine deutliche Verbesserung des Stabilitätsverhaltens über den gesamten untersuchten Drehzahlbereich, während die maximalen Wirkungsgrade ca. 1,1% unter denen des glatten Gehäuses liegen. Die Einbußen werden durch die Interaktion zwischen Rotor und Gehäusestrukturierung hervorgerufen, die im Stator induzierten Effekte spielen im Auslegungspunkt eine vernachlässigbare Rolle.

Der Vergleich der Totaldruckverhältnisse an den jeweiligen Betriebspunkten höchster Effizienz ergibt, dass das Niveau bei Nenndrehzahl um 0,75% abfällt, auf den unteren Drehzahlen aber im wesentlichen identisch bleibt. Die korrespondierenden radialen Profile am Rotoraustritt unterscheiden sich für einen Massenstrom von $\dot{m}=16,3$ kg/s daher nur unwesentlich von der Konfiguration mit glattem Gehäuse. Dies legt den Schluss nahe, dass sich aufgrund der zu geringen statischen Druckgradienten im Blattspitzen-Strömungsfeld des Rotors keine ausreichende Rezirkulation in den Schlitzn einstellt.

Mit erhöhter Androsselung weisen die Kennfelder allerdings einen unerwartet steilen Anstieg des Totaldruckverhältnisses auf, der auf einer etablierten Rezirkulationsströmung in den Kavitäten beruht:

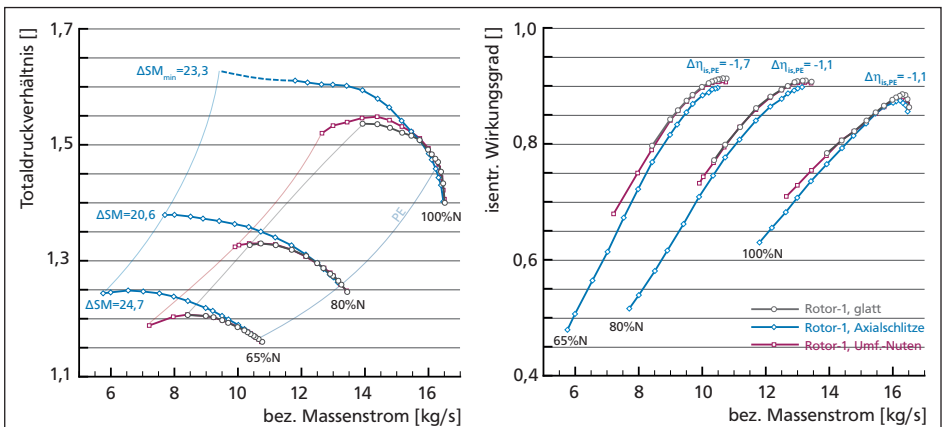


Abbildung 5.8: Kennfelddaten der Konfiguration Rotor-1 / Stator-2 mit Axialschlitz im Vergleich zum glatten Gehäuse und Umfangsnuten

Sondenmessungen hinter dem Rotor bei $\dot{m}=13,9\text{kg/s}$ (Abbildung 5.9) zeigen, dass sich die Gehäusestrukturierung dabei direkt und indirekt auf die Strömungsvorgänge entlang der kompletten Schaufelhöhe auswirkt.

Das höhere Totaldruckverhältnis ist den unteren 90% Kanalhöhe zuzuschreiben, während die Totaldrücke im Blattspitzenbereich hinter den Werten mit glattem Gehäuse zurückbleiben. Die Geschwindigkeitsprofile in Abbildung 5.9 besitzen zudem bei 75% Schaufelhöhe

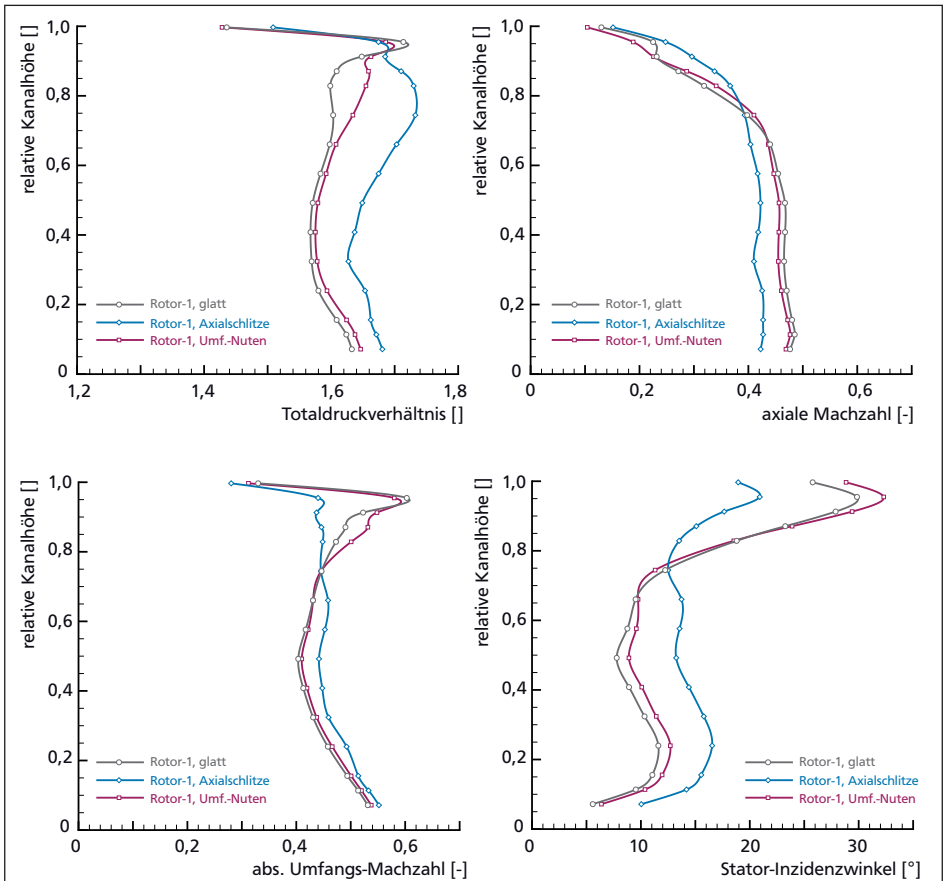


Abbildung 5.9: Sondenmessungen mit Axialschlitzen am Betriebspunkt NSSC ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$)

einen markanten Schnittpunkt. Oberhalb dieser signifikanten Stelle steigt das axiale Machzahlniveau gegenüber dem glatten Gehäuse und den Umfangsnuten deutlich an, unterhalb dieser Linie sinken die Werte. Die Änderungen der Umfangsmachzahl verlaufen umgekehrt: Im oberen Schaufelhöhenbereich tritt die Umfangskomponente stark reduziert auf. Die deutlich veränderten Profile am Rotorausstritt erlauben dabei Rückschlüsse auf die Interaktion zwischen dem rezirkulierten Fluid aus der Gehäusestrukturierung sowie dem Hauptmassenstrom. Die Schlitze sind durch die Neigung um 45° in Rotordrehrichtung im stromab liegenden Teil ideal ausgerichtet, um die Einstromung mit hoher Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit aufzunehmen.

Im stromauf liegenden Teil sorgen die geometrischen Randbedingungen zunächst für zwei dominante Geschwindigkeitskomponenten des austretenden Fluids: Die halbrunde Form sorgt für eine hohen radialen Geschwindigkeitsanteil, während die Neigung (*skew*) zu einer Umfangskomponente entgegen der Rotordrehrichtung führt und das Profil durch einen vergrößerten Inzidenzwinkel stärker belastet. Die CT-Strömung tritt zunächst fast senkrecht zum axial eintretenden Hauptmassenstrom aus. Entsprechend des Impulsverhältnisses wird das aus der Gehäusestrukturierung tretende Fluid axial umgelenkt.

Die Auswirkungen der Interaktion entlang der Schaufelhöhe lassen sich für den Betriebspunkt $\dot{m}=13,9\text{kg/s}$ anhand der aufgenommenen radialen Profile in drei verschiedene Bereiche einteilen:

- 100-90% Schaufelhöhe: Aufgrund des rezirkulierenden Fluids mit Gegendrall müsste zwar eine höhere Belastung des Profils vorliegen, da eine positivere Inzidenz feststellbar sein müsste. Allerdings wird von der Vorderkante bis zu einem Drittel der axialen Profillehnenlänge Fluid direkt von der Blattspitze in die Kavitäten geleitet, so dass ein Teil des Fluids, an dem bereits Arbeit verrichtet wurde, für die Aufrechterhaltung der CT-Wirkung abgezogen wird. Zudem sind Vermischungsverluste, die zwangsläufig bei der Interaktion des Fluids aus der Gehäusestrukturierung mit dem Hauptmassenstrom entstehen, hier ebenfalls am höchsten. Die verschiedenen Aspekte führen insgesamt zu einer Abwertung des Totaldruckaufbaus gegenüber dem glatten Gehäuse und den Umfangsnuten. Die Blockagewirkung der Spaltströmung, die in den beiden anderen Konfigurationen auftrat, wird deutlich verringert, wie die erhöhte axiale Machzahl sowie die stark verminderte Umfangsmachzahl beweisen (Blockagegebiete rufen das Gegenteil hervor, vgl. Kapitel 4.3.2). Die Abströmung erfolgt daher unter einem wesentlich flacheren Winkel, was die Inzidenzsituation des Stators positiv beeinflusst (Abbildung 5.9).

- 90% bis 75% Schaufelhöhe: Die CT-induzierten Effekte führen zu einer deutlichen Erhöhung der spezifischen Arbeit in diesem Bereich; trotz des gestiegenen Massendurchsatzes wird ein verbessertes Totaldruckniveau erreicht. Auch hier verbessert sich die Inzidenzsituation des Stators erheblich. Durch die zunehmende Ablenkung des rezirkulierten Fluids in axiale Richtung klingen die Geschwindigkeitsdeltas mit kleinerem Radius ab. Auf 75% Schaufelhöhe sind die Austrittsgeschwindigkeiten identisch mit den Konfigurationen mit glattem Gehäuse bzw. mit Umfangsnuten.
- 75%-0% Schaufelhöhe: Der komplette untere Profilverteil wird nur indirekt durch die Gehäusestrukturierung beeinflusst. Die Umverteilung des Massenstroms führt zu einer geringeren Anströmgeschwindigkeit und damit einer höheren Schaufelbelastung (Abbildung 5.9). Auch dieser Schaufelteil erreicht damit ein höheres Totaldruckniveau gegenüber den anderen Konfigurationen, allerdings steigt hierbei der Austrittswinkel, sodass sich die Inzidenzsituation des Stators verschlechtert.

Die Interpretationen decken sich mit einer weiteren Vorgehensweise, um die Wirkung der Gehäusestrukturierung entlang der Schaufelhöhe zu bestimmen, auch wenn die exakten Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt wie im vorliegenden Fall nicht bekannt sind. Die Totalenthalpieerhöhung lässt sich zunächst auf zwei Wegen bestimmen: durch die Totaltemperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt ($\Delta h_{t,ges}$) sowie durch die Euler-Gleichung unter Annahme einer axialen Zuströmung ($\Delta h_{t,Euler}$).

$$\Delta h_{t_{CT,inc}} = \frac{[c_p \cdot (T_{t,2} - T_{t,1}) - u \cdot c_{u,2}]_{CT} - [c_p \cdot (T_{t,2} - T_{t,1}) - u \cdot c_{u,2}]_{SC}}{[c_p \cdot (T_{t,2} - T_{t,1})]_{SC}} \quad (5.1)$$

Letztgenannte Möglichkeit vernachlässigt durch die entsprechende Wahl des Kontrollvolumens allerdings die durch das CT hervorgerufene, zusätzliche Umlenkung (vgl. Abschnitt 2.4.2). Normiert auf die Werte des glatten Gehäuses lässt sich daher eine Abschätzung des zusätzlichen Leistungsumsatzes mit Gehäusestrukturierung angeben (Abbildung 5.10, Gleichung 5.1).

Die ausgeprägten Veränderungen der Stufe mit axial geschlitzter Gehäusestrukturierung führt auf weitere, wichtige Aspekte vor dem Hintergrund der Komponenten- bzw. Mehrstufen-Abstimmung.

Die erste unmittelbare Auswirkung zeigt sich, wie bereits beschrieben, in der Inzidenzsituation des Stators (Abbildung 5.9). Besonders deutlich wird das Potential der Veränderungen, die lokal bis zu $\pm 10^\circ$ betragen können, mit zweidimensionaler Statorbeschaufelung.

Abseits des Auslegungspunktes zeigen 2D-Profile häufig großflächige Ablösungen der überlagerten Grenzschichten der Saugseite und den Endwänden. Diese sogenannte Eckenablösungen wurden bei Verwendung des CTs im gehäusenahen Bereich fast vollständig unterdrückt, wie Vergleichsmessungen mit Stator-1 ergaben (Abbildung 5.11). Gleichzeitig verschlechtern sich allerdings die nabenseitigen Ablösungen, was zu einer Verschiebung der stabilitätskritischen Mechanismen hin zu niedrigen Kanalhöhen führen könnte. Hier wäre eine Optimierung der Statorprofile, der Einsatz von Vortexgeneratoren [vgl. *Hergt et al. (2008)*] sowie strukturierten bzw. konturierten Endwänden [vgl. *Reising (2010)*] denkbar.

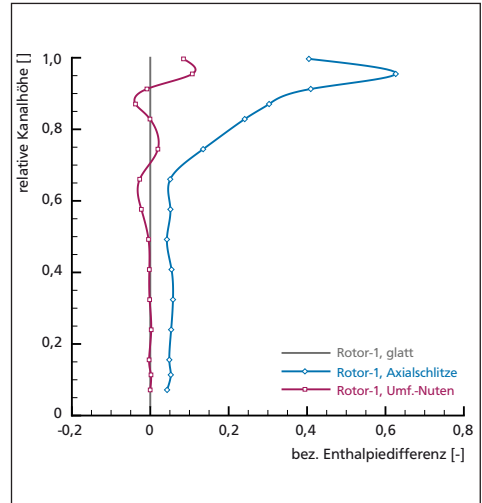


Abbildung 5.10: Radiales Profil der bezogenen Enthalpiedifferenz am Betriebspunkt NSSC ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$)

Mit dem neueren, dreidimensional gestalteten Stator-2 zeigen sich durch den Einsatz von Schaufelfeilung und -krümmung keine gravierende Eckenablösungen, allerdings löst der mittlere Schaufelhöhenbereich über der Saugseite ab.

Sowohl die radiale Verstimmung als auch die deutlich gestiegenen Druck- und Temperaturniveaus stellen daher die Integrationsfähigkeit einer Stufe mit Axialschlitz in einem

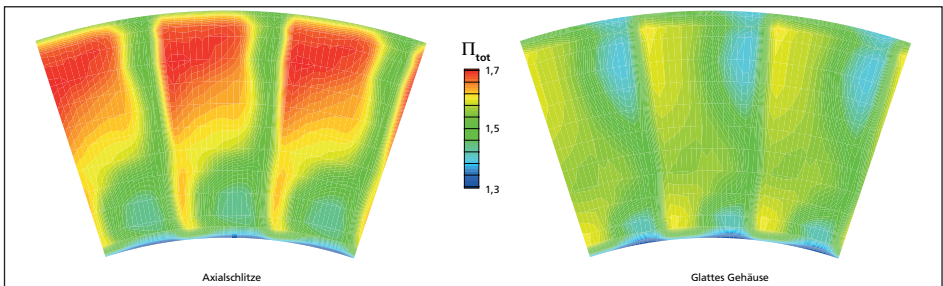


Abbildung 5.11: Totaldruckverteilung am Stufenaustritt der Konfiguration Rotor-1 / Stator-1 mit Axialschlitz (links) und mit glattem Gehäuse (rechts) am Betriebspunkt NSSC ($\dot{m}=13,9\text{kg/s}$)

Mehrstufenverband in Frage. Ein wichtiger Indikator hierfür ist die auf die Austrittsgrößen bezogene Massenstrom-Funktion (*outflow function*):

$$\dot{m}_{outflow} = \dot{m} \cdot \frac{p_{ISA}}{p_{t,2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t,2}}{T_{ISA}} \cdot \frac{R}{R_{ISA}} \cdot \frac{\kappa_{ISA}}{\kappa}} \quad (5.2)$$

Der Vergleich dieser *outflow-functions* in Abbildung 5.12 macht deutlich, dass die Werte aller drei Konfigurationen im Auslegungspunkt eng beieinander liegen. Sowohl für höhere als auch für niedrigere Massenströme ergeben sich allerdings deutliche Unterschiede mit Axialschlitzten: In Richtung Stopfgrenze steigt der auf die Austrittsgrößen bezogene Massenstrom deutlich an, was auf das geringere Totaldruckverhältnis der Stufe aufgrund der nicht ausgebildeten Rezirkulation zurückzuführen ist. Im angedrosselten Zustand und mit etablierter Durchströmung der Kavitäten steigen die Unterschiede auf über 3%, so dass die Unterschiede der *outflow-functions* offensichtlich ein Maß für den rezirkulierten Massenstrom darstellt.

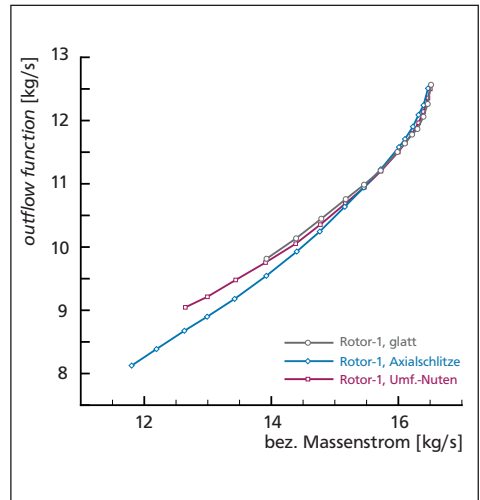


Abbildung 5.12: Verlauf der *outflow-functions*, aufgetragen über den bezogenen Eintritts-Massenstrom

Die höhere Dichte abseits des Auslegungspunktes führt jedoch zu einer geringeren Anströmungsgeschwindigkeit nachfolgender Schaufelreihen, so dass diese noch stärker angedrosselt würden und näher an der Stabilitätsgrenze arbeiten müssten. Der Effekt wirkt selbstverstärkend über mehrere Stufen [vgl. *Cumpsty (1989)*, S. 80ff.]. Die Erkenntnisse legen nahe, dass der singuläre Einsatz einer solchen Gehäusestrukturierung für eine Stufe im Verbund nicht möglich ist. Um das Potential des CTs auszuschöpfen, wäre eine Neuauslegung aller Stufen unumgänglich.

5.2.6 Parameterstudie mit Axialschlitzen

Um den Einfluss der Schlitzanzahl sowie der Rotor-Überdeckung auf die Leistungsdaten zu untersuchen, wurden zusätzliche Parametervariationen auf 100%, 80% sowie 65% Nenn-drehzahl vermessen. Abbildung 5.13 zeigt aus Gründen der Übersichtlichkeit die Resultate bei Nenn-drehzahl, die Trends gelten jedoch auch für die beiden anderen Drehzahlen. Für die Tests wurde die Konfiguration Rotor-1/Stator-1 benutzt, so dass Abweichungen der Absolutwerte von den gezeigten Kennfeldern bestehen können.

Die nachstehenden Parameter wurden variiert:

- Anzahl der Schlitz: 64, 32, 16 (gleichmäßig am Umfang verteilt, identische Schlitz-geometrie)
- Überdeckung: 33%, 70% der axialen Rotorsehne, für 64 Schlitz zusätzlich 50%

Aus den Ergebnissen lassen sich die folgenden Trends ablesen:

- Wirkungsgrade: Es zeigt sich, dass für 33% Überdeckung die maximal erreichbaren Wirkungsgrade zunächst sinken, aber mit der Schlitzanzahl steigen. Mit zunehmender Überdeckung sinken die maximalen Wirkungsgrade um bis zu -3,2%, die zugehörigen Eintrittsmassenströme verschieben sich zu geringeren Werten.
- Stabilitätsgrenze: Eine höhere Anzahl an Kavitäten bringt deutliche Vorteile für die Stabilität: 64 Schlitz verdoppeln den zusätzlichen Pumpgrenzabstand gegenüber 32 Schlitz und versechsfachen den Wert, der mit 16 Schlitz erreicht wird. Größere Überdeckungen führen mit 64 Schlitz zu leicht geringeren Erhöhungen des Pumpgrenzabstands, 16 und 32 Schlitz halten das Niveau.
- Totaldruckaufbau: Im Auslegungspunkt sinken die Werte mit steigender Schlitzanzahl sowie jeweils mit steigender Überdeckung leicht. Im angedrosselten Zustand ergibt sich jedoch ein differenziertes Bild: Das Totaldruckverhältnis steigt mit der Anzahl der Kavitäten. Mit zunehmender Überdeckung erreicht der Totaldruckaufbau bei 50% ein Maximum und fällt bei 70% auf Werte unterhalb der Nominalposition.

Die Ergebnisse erlauben die nachfolgende Interpretation: Mit einer geringeren Anzahl an Axialschlitz sinkt der rezirkulierte Massenstrom überproportional zur Porosität. Der Grund ist, dass mit verringerter Interaktionsfrequenz zwischen Rotor und CT keine einheitlichen Rotor-Einströmungsbedingungen über den Umfang erzeugt werden können. Gemittelt sinken daher sowohl der axiale Eintrittsimpuls als auch die zusätzliche Schau-

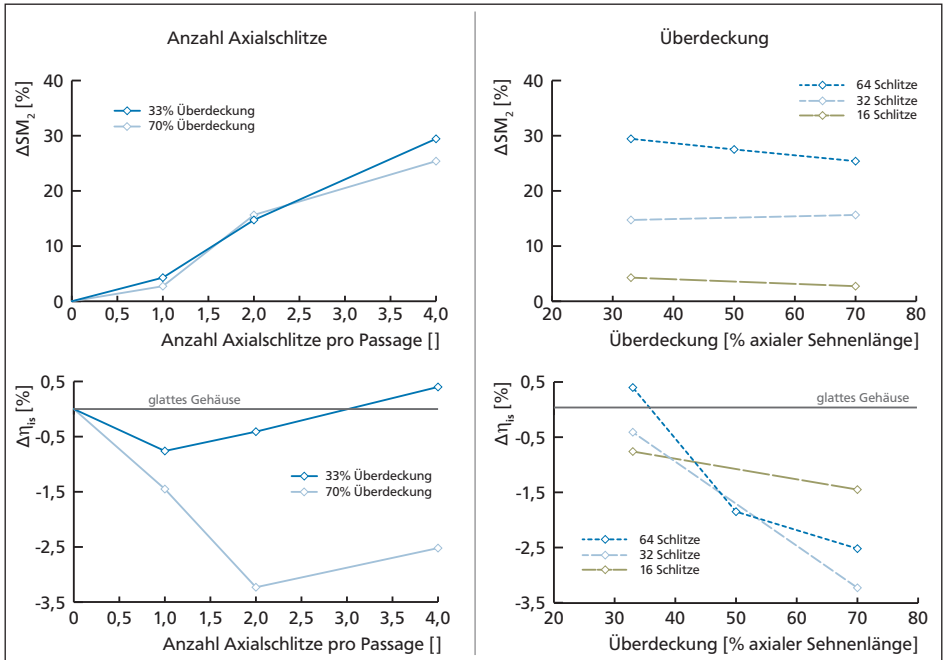


Abbildung 5.13: Parameterstudie der Konfiguration Rotor-1/Stator-1 mit Axialschlitzen bei 100%N. links: Variation der Schlitzanzahl (und damit der Porosität) bei 33% und 70% Überdeckung; rechts: Variation der Überdeckung, jeweils mit 64, 32 und 16 Schlitzen.

felbelastung an der Blattspitze, die durch die Neigung der Schlitze hervorgerufen wird. Die geringeren Druckgradienten führen daher zusätzlich zu einer verminderten Durchströmung der Kavitäten. Die Daten zeigen, dass im Stator die gehäuseseitigen Eckenablösungen mit abnehmender Schlitzanzahl zunehmen, was auf eine Verschlechterung der Stator-Inzidenz am Gehäuse schließen lässt.

Die Phänomene erklären die Verringerung des Totaldruckverhältnisses sowie den Einbruch des Pumpgrenzabstands mit geringerer Kavitätenzahl.

Mit größerer Überdeckung der Axialschlitze verschieben sich die Charakteristiken zu geringeren Massenströmen. Die Konfigurationen erreichen daher auch erst bei erhöhter Androsselung das Totaldruckniveau des glatten Gehäuses. Dies deutet auf ein verzögertes

Einsetzen einer etablierten Rezirkulation. Weit abseits des Auslegungspunktes scheint der Massenstrom durch die Kavitäten allerdings mit zunehmender Überdeckung zu steigen: die Ablösungen an der Statornabe nehmen zunächst deutlich zu, was auf eine signifikante Erhöhung der axialen Geschwindigkeitskomponenten an der Blattspitze hindeutet. Diese Wirkung lässt bei weiterer Überdeckung offensichtlich wieder nach. Ein Grund hierfür könnte die Stoßausbildung sein. Arbeiten von *Schnell et al. (2008)* und *Müller et al. (2009)* weisen darauf hin, dass sich das Stoßsystem bei der Verwendung von nicht-achsensymmetrischen Gehäusestrukturierungen massiv ändern kann, was deutliche Wirkungsgradeinbußen sowie Funktionsbeeinträchtigungen des CTs nach sich ziehen kann.

Zeitaufgelöste (simulierte) Strömungsphänomene der vorliegenden Konfiguration werden von *Danner et al. (2009a)*, *(2009b)* präsentiert. Weitere Vergleiche mit der Literatur zeigen einige interessante Aspekte auf:

Die bereits diskutierten Differenzen der *outflow-function* über den Betriebsbereich (Abbildung 5.12) lassen sich in Analogie zur Änderung des Laufspalts nach *Freeman (1985)* betrachten, wonach eine Erhöhung des Spalts um 1% eine Vergrößerung der *outflow-function* um 1% bewirkt. In Kennfeldbereichen ohne ausreichende Rezirkulationsströmung wirken die Axialschlitze daher offensichtlich ähnlich einer Spaltvergrößerung, der Effekt nimmt mit steigender Überlappung zu, und tatsächlich steigt hierbei die über der Rotorsehne geöffnete Fläche. Bei zunehmender Durchströmung der Kavitäten werden wie bereits diskutiert die negativen Effekte der Spaltströmung auf das Totaldruckverhältnis sowie die Stabilität vermindert und schließlich überkompensiert (ähnlich einer Spaltverkleinerung). Gegenüber veröffentlichten Ergebnissen mit externer Einblasung bzw. externer Rezirkulation ergeben sich auf den ersten Blick scheinbare Unterschiede: *Suder (2001)* sowie *Cas-sina (2007)* erreichen gleiche Zugewinne des Pumpgrenzabstands auch mit verringerter Anzahl an Einblasedüsen. Der Unterschied liegt jedoch in der Beibehaltung des eingeblasenen Massenstroms, so dass sich mit der Verringerung der Düsenanzahl der Austrittsimpuls der verbleibenden Düsen erhöht. Umfangsgemittelt bleiben die Werte des Axialimpulses der Hauptströmung am Rotoreintritt damit annähernd konstant.

Diese Autoren sowie *Hathaway (2002)* berichten weiterhin von erheblichen Wirkungsgradeinbußen bei höheren Einblase- bzw. Rezirkulationsmassenströmen. Hier zeigt sich ein grundlegender Unterschied der Konzepte:

Die hier verwendeten Axialschlitze entnehmen den Rezirkulationsmassenstrom direkt innerhalb der Schaufelpassage. Da sich der Spaltwirbel erst stromab der Überdeckung aus-

bildet [vgl. Danner (2009b)], können die Profile höher belastet werden, ohne negative Effekte hervorzurufen. Die Belastung wird, wie bereits gezeigt, durch die Umfangsneigung der Schlitze hervorgerufen und steigt mit zunehmender Anzahl an Kavitäten. Dadurch steigt mit ausgebildeter Rezirkulationsströmung der Arbeitsumsatz, was direkt in das Verhältnis von übertragener zu zugeführter Leistung eingeht.

Einblasungen bzw. externe Rezirkulationen entnehmen den Massenstrom typischerweise weit hinter dem Rotor, gegebenenfalls sogar erst nach mehreren Stufen. Die Einblasedüsen dürfen die Profile daher nicht höher belasten, da dies unweigerlich auch zu einer Verstärkung der Spaltströmung führen würde. Die Düsen sind somit in axiale Richtung bzw. in Rotor-Drehrichtung orientiert und entlasten das Profil, was unweigerlich zu Effizienzeinbußen führt.

Die Ergebnisse zeigen, dass der von den Axialschlitzen hervorgerufene *bleed*-Effekt in Kombination mit einer Einblasung in Gegendrehrichtung tatsächlich als wirkungsgradneutrales Konzept aufgehen könnte, da bereits generische halbrunde Geometrien im Vergleich zur externen Rezirkulation deutlich messbare Vorteile bringen.

5.2.7 Stallverhalten mit Axialschlitzen

Für 64 Schlitze wurde auf hochauflösende Messungen beim Stalleintritt aus Sicherheitsgründen verzichtet: Der letzte stabile Betriebspunkt befindet sich sehr weit abseits des Auslegungspunktes und zum Zeitpunkt der Messungen stand kein Analysesystem zur Schaufelschwinungsüberwachung zur Verfügung. Dennoch wurden bis zum Stalleintritt kontinuierlich Daten aufgezeichnet, die die Auswertung von zwei radialen Stufenaustrittsprofilen an unterschiedlichen Relativpositionen zu den Statorschaufeln erlauben. Sie machen deutlich, dass die Gehäusestrukturierung mit zunehmender Androsselung immer stärker arbeitet und daher die Statornabe immer stärker belastet wird (Abbildung 5.14).

Die aus (hier nicht gezeigten) Kulitemessungen berechnete Standardabweichungen am Rotoraustritt für $\dot{m}=13,9\text{kg/s}$ (letzter stabiler Betriebspunkt mit glattem

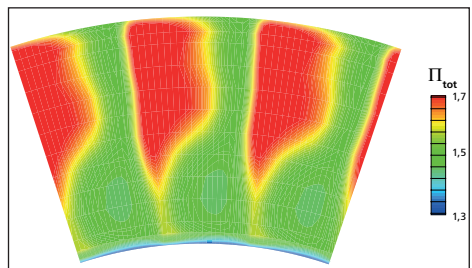


Abbildung 5.14: Totaldruckverteilung am Stufenaustritt mit Axialschlitzen bei starker Androsselung ($\dot{m}=11,7\text{ kg/s}$).

Gehäuse) zeigt, dass der Mittenschnitt bei insgesamt breiterer Nachlaufdelle des Profils entlang der Schaufelhöhe die höchsten Fluktuationen aufzeigt. Bei der tip-kritischen Konfiguration mit glattem Gehäuse finden sich hohe Werte der Standardabweichung nur an der Blattspitze. Daher ist ein Versagen der Konfiguration im Gehäusebereich eher unwahrscheinlich.

Um die Inzidenzsituation der Beschau felung zu untersuchen, wurde eine vereinfachte Analyse vorgenommen: Berechnet wurde der relative Zu strö mwinkel an den jeweiligen Stabilitätsgrenzen unter Vernachlässigung der CT-Wirkung sowie des Einflusses der Stoßlage. Es fällt auf, dass die theoretische Inzidenz beim Versagen für eine Konfiguration unabhängig von der Drehzahl linie etwa die gleiche Größenordnung annimmt. Dieses Verhalten konnte mit Umfangsnuten nicht nachgewiesen werden. Die Inzidenzwinkel steigen leicht mit abnehmender Drehzahl, was durch geringere Kompressibilitätseinflüsse erklärt werden könnte. Mit verminderter Schlitzanzahl sinken die Inzidenzwinkel an der Stabilitätsgrenze, zudem weisen die Totaldrucklinien kurz vor dem Versagen Nullsteigungen bzw. Wendepunkte und positive Gradienten auf. Die nabenseitige Belastung des Stators geht erheblich zurück, so dass die unteren Profilschnitte des Rotors lokal entlastet werden. Aus den Daten lassen sich die Vorgänge bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze nicht vollständig rekonstruieren. Hinweise zur systematischen Einordnung in *spike-type* oder *modal stall inception* liefern Untersuchungen an subsonischen Verdichtern durch *Camp und Day (1998)* sowie, unter Berücksichtigung der Analogie zur Spaltweite, *McDougall (1990)*. Die hier präsentierten Ergebnisse verhalten sich jedoch uneindeutig, was in anderen transsonischen Verdichtern bestätigt wurde [vgl. *Weigl (1998)*, *Gong (1999)* und *Tan et al. (2010)*]. Zudem steigt die Gefahr des Pumpens, da der Greitzer B'-Parameter entsprechend des erhöhten Austrittsdrucks um ca. 12% ansteigt. Dies gibt einen Hinweis darauf, dass zumindest die Hysterese nach Öffnen der Drossel stärker sein wird. Tatsächlich stellte sich im Prüfstandsbetrieb nach Öffnen der Drossel eine große Verzögerung ein, bis ein stabiler Betriebspunkt erreicht wurde.

Um die Versagensmechanismen zu bestimmen, müsste insbesondere die radiale Wirkung der Gehäusestrukturierung am jeweils letzten stabilen Betriebspunkt genauer untersucht werden. Allerdings ist bei hochauflösenden, zeitintensiven Messungen eine kontinuierliche Überwachung der Schaufelschwingungen dringend angeraten.

6. Fazit

6.1 Zusammenfassung

Die durch Spaltströmungseffekte hervorgerufene Blockagewirkung zeigt in transsonischen Verdichtern sehr deutliche Auswirkungen auf die erreichbaren Wirkungsgrade, den Leistungsumsatz sowie das Stabilitätsverhalten. Um den negativen Effekten entgegenzuwirken, können Strukturierungen in den Endwänden über dem Rotorlaufspalt eingebracht werden, die es erlauben, die Spaltströmung zu manipulieren.

Als passive Maßnahmen benötigen sie zwar keinerlei Regelungsaufwand, beeinflussen dadurch aber auch die Strömungsvorgänge im gesamten Betriebsbereich. Die Anforderungen an eine optimale Gehäusestrukturierung entstammen daher im wesentlichen zwei unterschiedlichen Betriebspunkten:

- Auslegungspunkt: Die Wirkungsgradeinbußen, die zwangsläufig durch die zusätzlichen strömungsführenden Flächen sowie die Interaktion mit der Hauptströmung hinzukommen, sollten möglichst überkompensiert werden.
- Stabilitätsgrenze: Mechanismen, die zu einem Zusammenbruch des stabilen Betriebs führen können, müssen durch die Strukturierungen verhindert werden.

Um einen Einblick in die Versagensmechanismen zu bekommen, wurden hochauflösende Messungen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass das Drallverhältnis des Spaltwirbels bei Annäherung an die Stabilitätsgrenze abfällt, so dass es zu einer starken Aufweitung und der Ausbildung eines Blockagegebietes kommt. Die Blockage wird stark in Umfangsrichtung beschleunigt, so dass sie nicht nur ein lokales Problem im Rotor darstellt, sondern zusätzlich die Inzidenzsituation des Stators verschlechtert. An der Blattspitze verschiebt sich gleichzeitig die Interaktionslinie zwischen eintretender Strömung und Spaltströmung in Richtung Vorderkante, bis die Linie parallel zur Eintrittsebene ausgerichtet ist und *spill forward* begünstigt. An diesem Punkt wurde der Zusammenbruch des stabilen Betriebs über sogenannte *spikes* nachgewiesen. Mit der selben Konfiguration wurden anschließend zwei verschiedene Gehäusestrukturierungen getestet: Umfangsnuten sowie Axialschlitze.

Umfangsnuten zielen auf eine Schwächung der negativen Axialgeschwindigkeitskomponente der Spaltströmung und verschieben daher das Impulsgleichgewicht, so dass die In-

teraktionslinie zwischen eintretender Strömung und der Spaltströmung in einem flacheren Winkel zur Schaufelsehne verläuft. Gleichzeitig erhöht dies das Drallverhältnis des Spaltwirbels, so dass die Blockagewirkung der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion vermindert wird. Die Wirkungsgradeinbußen fallen mit -0,5% moderat aus, allerdings werden auch nur mäßige Zuwächse des Pumpgrenzabstands verzeichnet (Größenordnung +5%). Es konnte nachgewiesen werden, dass der Verdichter trotz der Gehäusestrukturierung *tip*-kritisch bleibt, wobei sich die Versagensmechanismen ändern. Es kommt zur Ausbildung einer *part-span-stall* Zelle, die nahe der Stabilitätsgrenze entsteht und im stationären Betrieb umläuft.

Axialschlitze zeigen durch zweifache Wirkung ein großes Potential: Das rezirkulierende Fluid wird über dem Rotor entnommen und gleichzeitig für die Erhöhung des Eintrittsimpulses genutzt. Die Folge ist eine starke Verschiebung der Pumpgrenzabstands (Größenordnung +30%). Durch die Umfangsneigung der Schlitze wird zudem ein deutlich höheres Totaldruckniveau erreicht. Problematisch ist, dass die Druckgradienten im Auslegungspunkt noch nicht für eine kontinuierliche Rezirkulation ausreichen, so dass Wirkungsgradeinbußen bis -1,1% hingenommen werden müssen. An der Stabilitätsgrenze selbst versagt die Konfiguration mit Axialschlitzen nicht mehr an der Blattspitze.

6.2 Ausblick

In einer Veröffentlichung mit dem Titel „*Some Lessons Learned*“ fasst Cumpsty (2009) die Aufgabe der Prüfstände in Zukunft wie folgt zusammen:

„Since the modelling of turbulence and transition is still weak, and for complex three-dimensional flows virtually non-existent, experiments still have a place. Because the computed results are now so much more reliable than they used to be, the experiments will also be required to be more precise and more closely targeted to the specific questions to be answered.“

Diese Aussage trifft insbesondere auf Forschungsvorhaben mit Gehäusestrukturierungen zu. Der Aufwand der Untersuchungen ist sowohl für Simulationen als auch Experimente ungleich komplexer, getrieben durch die aufwändigen Vernetzungen und Berechnungsalgorithmen auf der einen und der schwierigen Instrumentierung und Analyse auf der anderen Seite. Ein Vergleich beider Methoden zeigt stellenweise eine bemerkenswerte Diskrepanz, die den Nutzen der Experimente weiter hervorhebt.

Die spezifischen Fragen, die noch beantwortet werden müssen, sind dabei vielschichtig. In den letzten Jahren wurden die noch offenen Aspekte daher konsequent in die beantragten Forschungsvorhaben eingearbeitet. In chronologischer Reihenfolge werden in den kommenden Jahren folgende Themen behandelt:

- „*Casing Treatment* vierter Generation“: Unter diesem Begriff wird zunächst eine neue Gehäusestrukturierung entworfen, die die individuellen Vorteile von Axialschlitzten und Umfangsnuten in einem integrierten Design vereint [Patente *Brignole und Zscherp* (2009) bzw. *Gümmer* (2009)]. Das Ziel ist, mit geringem Bauraum deutlich positive Auswirkungen auf die Leistungsdaten bereits im Auslegungspunkt zu erreichen. Um dies zu erreichen, wird die Ausblasung des axial rezirkulierten Fluids beispielsweise nicht mehr in rein radialer Richtung erfolgen, sondern eine stark axiale Komponente erhalten. Die Vorteile wären eine deutliche Steigerung des Eintritts-Axialimpulses im Blattspitzenbereich sowie eine stark verminderte radiale Eindringtiefe, so dass weniger Massenstrom rezirkuliert werden müsste und die Vermischungsverluste sinken. Die Stabilitätsanforderungen werden zudem mit stromab positionierten Umfangsnuten unterstützt. Neben der intensiven Vermessung aller globalen Größen werden detaillierte Vermessungen des Blattspitzenbereichs geplant, um eine Grundlage zur weiteren Optimierung der Geometrieparameter zu erhalten.
- Schwingungsanregungen: moderne Schaufelprofile weisen durch ihr geringes Streckungsverhältnis und der Vorwärtspfeilung eine besonders hohe Anfälligkeit für Flatter- und Torsions-Schwingungen auf, die die Betriebssicherheit sowie die Lebensdauer der Komponenten maßgeblich beeinflussen können. Grundsätzlich sind dabei synchrone und asynchrone Schwingungen zu unterscheiden. Bei synchroner Anregung ist zunächst das Verhältnis der Schaufelzahlen von Rotoren und Statoren ausschlaggebend; die Anregung entsteht durch direkte Strömungskopplung der Komponenten (Nachläufe sowie Potentialfelder). Hier muss beim Einsatz einer nicht-achsensymmetrischen Gehäusestrukturierung die Schlitzanzahl mit berücksichtigt werden. Die dadurch hervorgerufene Anregungsfrequenz liegt meist jedoch um Größenordnungen über der Eigenfrequenz der Schaufeln. Das große Potential strukturierter Endwände ergibt sich allerdings bei asynchronen Schwingungen: Diese werden durch instationäre aerodynamische Mechanismen (beispielsweise Ablöseblasen) hervorgerufen und sind nur sehr schwer vorhersagbar. Gehäusestrukturierungen eröffnen hier die Möglichkeit, diese Effekte bei Annäherung an die Stall-Grenze stark zu dämpfen und somit auch Einfluss auf die mechanische Belastung des Rotors zu nehmen. Hierzu sind hochaufgelöste Schwingungs-Messungen mit verschiedenen CT-Entwürfen in Planung.

- „*Micro Casing Treatments*“: Um die negativen Auswirkungen eines zu großen Spalts zu unterbinden und gleichzeitig eine ausreichende Sicherheit gegen Anstreifen der Schaufeln zu erwirken, sind im Gehäuse über den Verdichter-Rotoren häufig Anstreifbeläge eingebracht. Diese sogenannten „*abratable coatings*“ sind wenige Millimeter dick. Dort eingebrachte Strukturen könnten positive Effekte auf Wirkungsgrad und Stabilität erzielen und gleichzeitig die Auswirkungen eines eventuellen Anstreifens vermindern, da eine Schaufel in insgesamt weniger Material einläuft. Da dieser minimale Bauraum auch in bereits verwendeten Triebwerken vorhanden ist, wären Micro-Gehäusestrukturierungen auch als Retrofit-Maßnahmen denkbar. In den Prüfstand-Tests sollen sie auf ihre Wirksamkeit sowie ihre Sensitivität hinsichtlich der axialen Positionierung untersucht werden.
- Mehrstufen-Integration: Je nach späterer Einbausituation ergeben sich unterschiedliche Einflussfaktoren auf die Wirkungsweise einer Gehäusestrukturierung. Hierzu zählen unter anderem Einlaufgrenzschichten und Turbulenzgrade der Hauptströmung, die sich entsprechend auf den Impulsaustausch mit der rezirkulierten Strömung auswirken. Deutlich komplexer wird die Wechselwirkung von nicht-achsensymmetrischen Gehäusestrukturierungen mit stromauf liegenden Schaufelreihen: Axiale Abstände und *clocking* (relative Umfangsposition zwischen Schaufelprofil und Schlitz) müssen ebenfalls untersucht werden. Die verschiedenen Parameter sollen in einer umfangreichen Matrix am transsonischen Verdichterprüfstand kombiniert werden, um die Einflüsse auf den Verdichterbetrieb und die erzielbaren Leistungsdaten zu identifizieren.
- Endwand-Strukturierung im Stator: Bei nabenseitig deckbandlosen Statorbeschaufelungen (engl. *cantilevered stator*) stellt sich zwischen Welle und Schaufelspitze eine Spaltströmung ein, die sehr ähnliche Probleme hervorruft wie in Kapitel 2.2 diskutiert. Auch hier könnten Strukturen, die diesmal in die rotierende Komponente eingebracht werden müssten, eine Verbesserung der aerodynamischen Eigenschaften bieten. Für Statoren mit Deckband würden sich beispielsweise selbst-rezirkulierende Strukturen eignen, um Eckenablösungen signifikant zu reduzieren. Untersuchungen dieser Maßnahmen sind notwendig, weil durch steigende Stufendruckverhältnisse sowie durch den Einsatz von Rotor-CTs die Nabenschnitte der Statoren versagensgefährdend werden können. Die Untersuchungen werden sich auf verschiedene Nabengeometrien konzentrieren.

Um den Anforderungen der Forschungsprojekte gerecht zu werden, werden umfangreiche Erweiterungen am Transsonischen Verdichterprüfstand vorgenommen. Für detaillierte

Vermessungen neuer CT-Generationen ist geplant, den strukturierten Gehäusering drehbar zu lagern und über eine Lastmesszelle abzustützen, so dass das vom CT auf das Fluid übertragene Moment direkt bestimmt werden kann. Die Schwingungsmesstechnik am Prüfstand wird parallel durch kapazitive Sensoren sowie Dehnmessstreifen, die dank einer Telemetrie auch aus dem rotierenden System übertragen werden können, immer weiter ausgebaut. Grenzschicht- sowie Turbulenzvariationen werden durch entsprechend angepasste Gitter (*screens*) in der Zulaufstrecke eingestellt. Die Erweiterung des Prüfstands auf eineinhalb Stufen wurde bereits in den letzten Jahren vorangetrieben. Für Untersuchungen des Einflusses stromauf liegender Schaufelreihen steht ein verstellbares Vorleitrad zur Verfügung, das zudem zur Einstellung verschiedener Clocking-Positionen vollautomatisch in Umfangsrichtung traversiert werden kann.

Zusätzliche Forschungsvorhaben des Fachgebietes GLR beschäftigen sich zudem mit den Grundlagen des stabilen Arbeitsbereichs, den Versagensmechanismen sowie aeromechanischen Kopplungen basierend auf Konfigurationen mit glattem Gehäuse. Die Daten können daher zum Vergleich herangezogen werden.

Das übergeordnete Ziel aller Untersuchungen sollte stets sein, die Ergebnisse zu einer belastbaren Modellbildung heranzuziehen. Dies könnte den Vorauslegungsprozess und die gesamte Entwicklungszeit neuer Triebwerke massiv verkürzen. Die notwendige Datenbasis ist allerdings enorm, wie die Arbeiten von Koch (1981) und Grieb (2009) zeigen. Gerade für Untersuchungen mit Gehäusustrukturierungen treten immer wieder gravierende Diskrepanzen in den Ergebnissen auf. Eine ausreichende Anzahl an Parametervariationen kann schon aus messtechnischen Gründen nicht an einzelnen Prüfständen erlangt werden. Der steigenden Komplexität lässt sich allerdings etwas entgegensetzen: gerade im universitären Umfeld führt die Zusammenarbeit mit externen Instituten und Forschungseinrichtungen zu einem Wissensvorsprung, der von Einzelnen nicht erreicht werden kann. Ganz ohne wettbewerbsrelevantes Know-How der Industriepartner preiszugeben, können Ideen und Konzepte zum Nutzen aller validiert und weiterentwickelt werden. Neben der Frage, was untersucht wird, sollte daher in Zukunft die Frage stehen, welche Kompetenzen im Team kombiniert werden können, um den Ansprüchen an experimentelle Forschung zu genügen.

7 Literaturverzeichnis

7.1 Bücher

Bräunling, W. J. G. (2009). „Flugzeugtriebwerke“. 3. Auflage, ISBN 978-3-540-76336-80, Springer Verlag, Berlin, Deutschland, 2009.

Cumpsty, N. A. (1989). „Compressor Aerodynamics“. 2004 Reprint Edition, ISBN 1-57524-247-8, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA, 2004.

Grieb, H. (2009). „Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke“. 1. Auflage, ISBN 978-3-540-34373-8, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, Deutschland, 2009.

Schlichting, H., Gersten, K. (2006). „Grenzschicht-Theorie“. 10. Auflage, ISBN 978-3-540-23004-5, Springer Verlag, Berlin, Deutschland, 2006

7.2 Veröffentlichungen

Adamczyk, J. J., Celestina, M. L., and Greitzer, E. M. (1993). „The role of tip clearance in high-speed fan stall“. Journal of Turbomachinery, Vol. 115, January 1993, pp. 28–39.

Advisory Council for Aeronautics Research in Europe (2008). „2008 Addendum to the Strategic Research Agenda“. URL: <http://www.acare4europe.com/> (Stand 20.08.2010)

AGARD Advisory Group for Aerospace Research and Development (1990). „Recommended practices for measurement of gas path pressures and temperatures for performance assessment of aircraft turbine engines and components“. AGARD Advisory Report Vol. 245.

Airbus Industries (2009). „Flying smart, thinking big. Global market forecast 2009-2028“. URL: <http://www.airbus.com/en/corporate/gmf2009/> (Stand 17.08.2010).

Airbus Industries (2008). "Flying by nature. Global market forecast 2007-2026" URL: http://www.airbus.com/fileadmin/media_gallery/gmf2007/PDF_dl/00-all-gmf_2007.pdf (Stand 17.08.2010).

Arndt, N. (2007). "Environmentally friendly aero-engines for the 21st century". Präsentation CEAS Berlin, 12. September 2007

Bae, J., Breuer, K. S., and Tan, C. S. (2004). "Periodic unsteadiness of compressor tip clearance vortex". Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, June 14-17, Vienna, Austria. Paper GT2004-53015.

Bae, J., Breuer, K. S., and Tan, C. S. (2005). "Active control of tip clearance flow in axial compressors". Journal of Turbomachinery, Vol. 127, April 2005, pp. 352-362.

Beheshti, B. H., Teixeira, J. A., Iney, P. C., Ghorbanian, K., and Farhanieh, B. (2004). "Parametric study of tip clearance - casing treatment on performance and stability of a transonic axial compressor". Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, June 14-17, Vienna, Austria. Paper GT2004-53390.

Bennington, M. A., Cameron, J. D., Morris, S. C., Legault, C., Barrows, S. T., McNulty, G. S. and Wadia, A. R. (2008). "Investigation of tip-flow based stall criteria using rotor casing visualization". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 14-18, Glasgow, UK. Paper GT2010-23516.

Bennington, M. A., Ross, M., Cameron, J. D., Morris, S. C., Du, J., Lin, F., and Chen, J. (2010). "An experimental and computational investigation of tip clearance flow and its impact on stall inception". Proceedings of ASME TurboExpo 2010, June 14-18, Glasgow, UK. Paper GT2010-23516.

Bergner, J., Kablitz, S., Hennecke, D. K., Passrucker, H., and Steinhardt, E. (2005). "Influence of sweep on the 3D shock structure in an axial transonic compressor". Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA. Paper GT2005-68835.

Bergner, J., Kinzel, M., Schiffer, H.-P., and Hah, C. (2006). "Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor - experimental investigation". Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, May 8-11, Barcelona, Spain. Paper GT2006-90209.

Bergner, J. (2006b). „Experimentelle Untersuchung der Strömung im Blattspitzenbereich eines transsonischen Axialverdichters nahe der Stabilitätsgrenze“. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2006.

Blaha, C. (2000). „Transsonikverdichter mit gepfeilten Profilen“. Dissertation der Technischen Universität Darmstadt, 2000

Boeing (2009). “Current market outlook 2009-2028”. URL: <http://www.boeing.com/commercial/cmo/> (Stand 20.11.2009).

Bölcs, A. (2005). „Transonic Flow in Turbomachines“. Computerized Educational Platform, Heat and Power Technology, Lecture Series Volume No. 4.

Breuer, T., and Servaty, S. (1995). “Stall inception and surge in a high-speed axial flow compressors”. Proceedings of AGARD PEP 85th Symposium (CP-571), May, 8-12, Derby, United Kingdom, pp. 26–1 – 26–15.

Brignole, G., Danner, F., and Kau, H.-P. (2008). “Time resolved simulation and experimental validation of the flow in axial slot casing treatments for transonic axial compressors”. Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-50593.

Brignole, G. A. (2010)“ Parameter zur Auslegung effizienter Gehäusestrukturierungen“. Dissertation, Technische Universität München, 2010.

Brouckaert, J. F., Van de Wyer, N., Farkas, B., Ullmann, F., Desset, J., de Laborderie, J., Chomé, M., and Hiernaux, S. (2009). “Unsteady pressure measurements in a single stage low pressure axial compressor : Tip vortex flow and stall inception”. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, Orlando, Florida, USA. Paper GT2009-59771.

Camp, T. R., and Shin, H.-W. (1995). “Turbulence intensity and length scale measurements in multistage compressors”. Journal of Turbomachinery, Vol. 117, January 1995, pp. 38–46.

Camp, T. R., and Day, I. J., (1998). “A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor”. Journal of Turbomachinery, Vol. 120, July 1998, pp. 393–401.

Cassina, G., Kammerer, A., Beheshti, B. H., and Abhari, R. S. (2007). "Parametric study of tipinjection in an axial flow compressor stage". Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, May 14-17, Montreal, Canada. Paper GT2007-27403.

Chen, H., Huang, X., Shi, K., Fu, S., Bennington, M. A., Morris, S. C., Ross, M., McNulty, G. S., and Wadia, A. R. (2010). "A cfd study of circumferential groove casing treatments in a transonic axial compressor". Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, June 14-18, Glasgow, UK. Paper GT2010-23606.

Chen, J.-P., and Hathaway, M. D. (2007). "Pre-stall behavior of a transonic axial compressor stage via tim-accurate numerical simulation". Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, May 14-17, Montreal, Canada. Paper GT2007-27926.

Chima, R. V. (1998). "Calculation of tip clearance effects in a transonic compressor rotor". Journal of Turbomachinery, Vol. 120, July 1998, pp. 131-140.

Clemen, C., Gümmer, V., Müller, M. (2009). „Parametric study on a casing treatment of a transonic high-pressure compressor rotor“. Proceedings of ETC 2009, March 23-27, Graz, Austria, Paper_013.

Crook, A. J., Greitzer, E. M., Tan, C. S., and Adamczyk, J. J. (1993). "Numerical simulation of compressor endwall and casing treatment flow phenomena". Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 501-512.

Crow, S. C. (1970). "Stability theory for a pair of trailing vortices". AIAA Journal, 8(12), April 1970, pp. 2172-2179.

Cumpsty, N. A. (2009). "Some lessons learned". Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, Orlando, Florida, USA. Paper GT2009-60368.

Cumpsty, N. A. (2006). "Averaging Nonuniform Flow for a Purpose". Journal of Turbomachinery, Vol. 128, January 2006, pp. 120-129.

Danner, F. C. T., Kau, H.-P., Müller, M. W., Schiffer, H.-P., and Brignole, G. A. (2009a). "Experimental and numerical analysis of axial skewed slot casing treatments for a transonic compressor stage". Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, Orlando, Florida, USA. Paper GT2009-59647.

Danner, F. C., Müller, M. W. and Brignole, G. A. (2009b). „Gehäusestrukturierung II“. Abschlussbericht Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Heft 895-2009.

Day, I. J. (1993). „stall inception in axial flow compressors“. Journal of Turbomachinery, Vol. 115, January 1993, pp. 1-10.

Day, I. J. (2006). “The fundamentals of stall and surge, part I: stall”. von Karman Institute of Fluid Dynamics, Lecture Series ”Advances in Axial Compressor Aerodynamics”, May 15-18, 2006.

Denton, J. D., and Xu, L. (1999). “The exploitation of three-dimensional flow in turbomachinery design”. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 213(2/1999), pp. 125–137.

Denton, J. D., and Xu, L. (2002). “The effects of lean and sweep on transonic fan performance”. Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, June 3-6, Amsterdam, The Netherlands. Paper GT-2002-30327.

diMare, L., Imregun, M., and Green, J. S., (2009). “Effect of real geometry on compressor performance predictions”. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA. Paper GT2009-59824.

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (2007). „Klimawirkung des Luftverkehrs“. URL: http://www.dlr.de/pa/Portaldata/33/Resources/dokumente/ceas/Klimawirkungen_des_Luftverkehrs_DLR_0907_DE.pdf (Stand 20.08.2010).

Domercq, O. (2006). “HP compressor 3D design”. von Karman Institute of Fluid Dynamics, Lecture Series ”Advances in Axial Compressor Aerodynamics”, May 15-18, Brussels, Belgium.

Engber, M., Rüd, K., Ardey, S., Gier, J., and Waschka, W. (2007). “Advanced technologies for next generation regional jets - survey of research activities at MTU Aero Engines”. Proceedings of ISABE 2007, September 2-7, Beijing, China. Paper ISABE-2007-1282.

Engel, K., Zscherp, C., Wolfrum, N. Nürnberger, D. and Kügeler, E. (2009). „CFD simulations of the TP400 IPC with enhanced casing treatment in off-design operating conditions“. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, Orlando, USA. Paper No. GT2009-60324.

Fite, E. B. (2006). “Fan performance from duct rake instrumentation on a 1.294 pressure ratio, 725 ft/sec tip speed turbo fan simulator using vaned passage casing treatment”. NASA/TM-2006-214241

Freeman, C. (1985). „Effects of Tip Clearance Flow on Compressor Stability and Engine Performance“. VKI Lecture Series LS-1985-05.

Gannon, A. J., and Hobson, G. V. (2007). “Pre-stall modal instabilities in a transonic compressor rotor”. International Symposium on Air Breathing Engines, September 2-7, Beijing, China. Paper No. ISABE-2007-1348.

Gannon, A. J., and Hobson, G. V. (2008). “Pre-stall instability distribution over a transonic compressor rotor”. Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-51512.

Gao, P., Chu, W., and Wu, Y. (2007). “Numerical investigation of two different casing treatment in a low speed centrifugal compressor”. International Symposium on Air Breathing Engines, September 2-7, Beijing, China. Paper ISABE-2007-1368

Gong, Y., Tan, C. S., Gordon, K. A., and Greitzer, E. M. (1999). “A computational model for short-wavelength stall inception and development in multistage compressors”. Journal of Turbomachinery, Vol. 121, October 1999, pp. 726–734.

Gorrell, S. E., Okiishi, T. H., and Copenhaver, W. W. (2003). “Stator-rotor interactions in a transonic compressor - part 1: Effect of blade-row spacing on performance”. Journal of Turbomachinery, Vol. 125, April 2003, pp. 328–335.

Graf, M. B., Wong, T. S., Greitzer, E. M., Marble, F. E., Tan, C. S., Shin, H.-W., and Wisler, D. C. (1998). “Effects of nonaxisymmetric tip clearance on axial compressor performance and stability”. Journal of Turbomachinery, Vol. 120, October 1998, pp. 648–661.

Greitzer, E. M., Nikkanen, J. P., Haddad, D. E., Mazzawy, R. S., and Joslyn, H. D. (1979). "A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment". *Journal of Fluids Engineering*, 101, June 1979, pp. 237–243.

Greitzer, E. M. (1981). "The stability of pumping systems - the 1980 freeman scholar lecture". *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 103, June 1981, pp. 193–242.

Gümmer, V., Goller, M., und Swoboda, M. (2008). "Numerical investigation of end wall boundary layer removal on highly loaded axial compressor blade rows". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 130, January 2008, pp. 011015–1 – 011015–9.

Hah, C. and Wennerstrom, A. J. (1991). „Three-dimensional flowfields inside a transonic compressor with swept blades“. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, April 1991, pp. 241-250.

Hah, C., and Rabe, D. C. (2001). "Role of tip clearance flows on flow instability in axial flow compressors". *Proceedings of ISABE 2001*, September 2-7, Bangalore, India. Paper No. ISABE-2001-1223.

Hah, C., Rabe, D. C., and Wadia, A. R. (2004). "Role of tip-leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004*. Paper GT2004-53867.

Hah, C., Rabe, D. C., and Wadia, A. R. (2005). "Effects of aerodynamic sweep on the development of tip-leakage vortex and stall inception in transonic compressor rotors". *International Symposium on Air Breathing Engines*, September 4-9, Munich, Germany. Paper ISABE-2005-1142.

Hah, C., Bergner, J., and Schiffer, H.-P (2006). "Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor - criteria and mechanisms". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006*, June , Barcelona, Spain. Paper GT2006-90045.

Hah, C., Bergner, J., and Schiffer, H.-P (2007),. "Rotating instability in a transonic compressor". *International Symposium on Air Breathing Engines*, September 2-7, Beijing, China. Paper No. ISABE-2007-1262.

Hah, C., Bergner, J., Schiffer, H.-P. (2008). „Tip clearance vortex oscillation, vortex shedding and rotating instabilities in an axial transonic compressor rotor“. Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, 2008, Berlin, Germany. Paper No. GT2008-50105.

Hah, C., Voges, M., Müller, M., and Schiffer, H.-P. (2009). “Investigation of unsteady flow behavior in transonic compressor rotors with les and piv measurements”. Proceedings of ISABE 2009, September 7-11, Montreal, Canada. Paper No. ISABE-2009-02.

Haixin, C., Xudong, H., and Song, F. (2006). “CFD investigation on stall mechanisms and casing treatment of a transonic compressor”. Proceedings of 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference Exhibit, Juli 9-12, Sacramento, California, USA. Paper AIAA 2006-4799.

Hathaway, M. D. (2002): „Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance“. NASA/TM-2002-211569; ARL-TR-2748

Hathaway, M. D. (2006): „Passive Endwall Treatments for Enhancing Stability“. von Karman Institute of Fluid Dynamics, Lecture Series ”Advances in Axial Compressor Aerodynamics”, May 15-18, 2006. (Identische Version: NASA Technical Report ARL-TR-3878, July 2007).

Hembera, M., Danner, F., Kau, H.-P., Butzeck, C., and Johann, E. (2008a). “Development of circumferential grooves for axial compressors based on flow mechanisms”. 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 21-23 July, Hartford, CT, USA. Paper AIAA 2008-4988.

Hembera, M., Danner, F., Brignole, G., and Kau, H.-P. (2008b). “Numerical design and optimization of casing treatments for transonic axial compressors”. Proceedings of 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference Exhibit, July 21-23, Hartford, CT, USA. Paper AIAA 2008-5063.

Hembera, M., Kau, H.-P., and Johann, E., (2008c). “Simulation of casing treatments of a transonic compressor stage”. International Journal of Rotating Machinery, October 2008. Article ID 657202.

Hennecke, D. K. (2000): „Flugantriebe und Gasturbinen“. Skriptum der Technischen Universität Darmstadt, Fachgebiet Gasturbinen und Flugantriebe, 2. Auflage WS 2000/2001.

Hergt, A., Meyer, R. and Engel, K. (2006). „Experimental investigation of flow control in compressor cascades“. Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, May 8-11, Barcelona, Spain. Paper No. GT-2006-90415.

Hofmann, W. and Ballmann, J. (2005). „Flow mechanisms in a transonic turbocompressor at conditions near stall“. Proceedings of ISABE 2005, Munich, Germany. Paper ISABE-2005-1139.

Hofmann, W. (2006). „Topologie und Entstehung von Blattspitzenwirbeln in transsonischen Verdichterrotoren und ihr Einfluss auf die Stabilitätsgrenze“. Dissertation der Technischen Hochschule Aachen, Juni 2006.

Huang, X., Chen, H., Fu, S., Wadia, A. R., and Wisler, D. (2007). “Analysis of the stall process of transonic compressor”. International Symposium on Air Breathing Engines 2007, September 2-7, Beijing, China.

Hiller, S.-J., Matzgeller, R., and Horn, W. (2009). “Stability enhancement of a multi stage compressor by air injection”. Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, Orlando, Florida, USA. Paper GT2009-59868.

Hoeger, M. and Broichhausen, K. D. (1992). „Prediction of 2D viscous transonic flow in compressor cascades using a semi-empirical shock-boundary-layer interaction method“. Proceedings of ASME Turbo Expo 1992, June 1-4, Cologne, Germany. Paper No. 92-GT-277.

Hoeger, M., Fritsch, G., and Bauer, D. (1999). “Numerical simulation of the shock-tip leakage vortex interaction in a HPC front stage”. Journal of Turbomachinery, Vol. 121, July 1999, pp. 456–467.

Hoeger, M., Lahmer, M., Dupslaff, M., and Fritsch, G. (2000.) “A correlation for tip leakage blockage in compressor blade passages”. Journal of Turbomachinery, Vol. 122, July 2000, pp. 426–432.

Hofmann, W.H., and Ballmann, J. (2005). "Flow mechanism in a transonic turbocompressor at conditions near stall". International Symposium on Air Breathing Engines, September 4-9, Munich, Germany. Paper No. ISABE-2005-1139.

Horlock, J. H. (2000). "The determination of end-wall blockage in axial compressors: A comparison between various approaches". Journal of Turbomachinery, Vol. 122, April 2000, pp. 218-224.

Horn, W., Schmidt, K.-J., and Staudacher, S. (2007). "Effects of compressor tip injection on aircraft engine performance and stability". Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, May 14-17, Montreal, Canada. Paper GT2007-27574.

Houghton, T., and Day, I. J. (2009). "Enhancing the stability of subsonic compressors using casing grooves". Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, Orlando, Florida, USA. Paper GT2009-59210.

Houghton, T., and Day, I. J. (2010). "Stability enhancement by casing grooves: The importance of stall inception mechanism and solidity". Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, June 14-18, 2010, Glasgow, UK. Paper GT2010-22284.

Hoying, D. A., Tan, C. S., Vo, H. D., and Greitzer, E. M. (1999). "Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception". Journal of Turbomachinery, Vol. 121, October 1999, pp. 735-742.

Huang, X., Chen, H., Fu, S., Wadia, A. R., and Wisler, D. (2007). "Analysis of the stall process of transonic compressor". International Symposium on Air Breathing Engines, September 2-7, Beijing, China. Paper ISABE-2007-1266.

Huang, X., Chen, H., and Fu, S. (2008). "CFD investigation on the circumferential grooves casing treatment of transonic compressor". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-51107.

International Air Transport Association (IATA) (2009): "The IATA technology roadmap report". URL: http://www.iata.org/SiteCollectionDocuments/Documents/Technology_Roadmap_May2009.pdf (Stand 17.08.2010).

Inoue, M., Kuroumaru, M., Yoshida, S., and Furukawa, M. (2002). "Short and long length-scale disturbances leading to rotating stall in an axial compressor stage with different stator/rotor gaps". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 124, July 2002, pp. 376–384.

Johnson, M. C., and Greitzer, E. M. (1987). "Effects of slotted hub and casing treatments on compressor endwall flow fields". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 109, July, pp. 380–387.

Kablitz, S. (2003). „Beeinflussung der Spaltströmung von Transsonischen Axialverdichtern durch Forward Sweep“. Dissertation der Technischen Universität Darmstadt, 2003.

Khalsa, A. S. (1996). „Endwall Blockage in Axial Compressors“. Doctoral Thesis at Massachusetts Institute of Technology, USA, June 1996

Khalid, S. A. (1995). „The effects of tip clearance on axial compressor pressure rise“. Doctoral thesis at Massachusetts Institute of Technology, USA, February 1995.

Khalid, S. A., Khalsa, A. S., Waitz, I. A., Tan, C. S., Greitzer, E. M., Cumpsty, N. A., Adamczyk, J. J., and Marble, F. E. (1999). "Endwall blockage in axial compressors". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, July 1999, pp. 499–509.

Klaas, M., Schröder, W., and Althaus, W. (2005). "Experimental investigation of slender streamwise vortices and oblique shock-vortex interaction". *Proceedings of 35th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit*, 6-9 June, Toronto, Canada. Paper AIAA 2005-4652.

Koch, C. C. (1981). "Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages". *Journal of Engineering for Power*, Vol. 103, October 1981, pp. 645–656.

Lei, V.-M., Spakovszky, Z. S., and Greitzer, E. M. (2008). "A criterion for axial compressor hub-corner stall". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 130, July, pp. 031006–1–031006–10.

Leinhos, D. C., Scheidler, S. G., Fottner, L., Grauer, F., Hermann, J., Mettenleiter, M. and Orthmann, A. (2002). „Experiments in active stall control of a twin-spool turbofan engine“. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002*, June 3-6, Amsterdam, The Netherlands. Paper No. GT-2002-30002.

Lin, F., Ning, F., and Liu, H. (2008). "Aerodynamics of compressor casing treatment part I: Experiment and time-accurate numerical simulation". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-51541.

Lu, X., Chu, W., Zhu, J., and Wu, Y. (2006a). "Mechanism of the interface between casing treatment and tip leakage flow in a subsonic axial compressor". Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, May 8-11, Barcelona, Spain. Paper GT2006-90077.

Lu, X., Chu, W., Zhu, J., and Wu, Y. (2006b). "Experimental and numerical investigation of a subsonic compressor with bend skewed slot casing treatment". Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, May 8-11, Barcelona, Spain. Paper GT2006-90026.

Lu, J., Chu, W., and Wu, Y. (2009). "Investigation of skewed slot casing on transonic axial-flow fan stage". Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, Orlando, Florida, USA. Paper GT2009-59417.

Lufthansa (2010). „Balance“. URL: <http://verantwortung.lufthansa.com/de.html> (Stand 20.08.2010).

Madden, D. S., and West, M. A. (2005). "Effects of inlet distortion on the stability of an advanced military swept fan stage with casing treatment". Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA. Paper GT2005-68693.

Mailach, R., Lehmann, I., and Vogeler, K. (2001). "Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex". Journal of Turbomachinery, Vol. 123, July 2001, pp. 453–463.

März, J., Hah, C., and Neise, W. (2002). "An experimental and numerical investigation into the mechanisms of rotating instability". Journal of Turbomachinery, Vol. 124, July 2002, pp. 367–375.

McDougall, N. M., Cumpsty, N. A., and Hynes, T. P. (1990). "Stall inception in axial compressors". Journal of Turbomachinery, Vol. 112, January 1990, pp. 116–123.

Mileshin, V., Brailko, I., and Startsev, A. (2008). "Application of casing circumferential grooves to counteract the influence of tip clearance". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-51147.

Morris, S. C., Cameron, J. D., Bennington, M. A., McNulty, G. S., and Wadia, A. R. (2008). "Performance and short length-scale disturbance generation in an axial compressor with non-uniform tip clearance". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-51372.

Müller, M. W., Schiffer, H.-P., and Hah, C. (2007). "Effect of circumferential grooves on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor". Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, May 14-17, Montreal, Canada. Paper GT2007-27365.

Müller, M. W., Biela, C., Schiffer, H.-P., and Hah, C. (2008). "Interaction of rotor and casing treatment flow in an axial single-stage transonic compressor with circumferential grooves". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-50135.

Nezym, V. Y. (2004). "Development of new casing treatment configuration". JSME International Journal Series B, 47(4), July 2004, pp. 804–812.

Nezym, V. Y. (2007). "A statistical model for the effect of casing treatment recesses on compressor rotor performance". Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 31, December 2007, pp. 1165–1176.

Ning, F., and Xu, L. (2008). "Aerodynamics of compressor casing treatment part II: A quasi-steady model for casing treatment flows". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-51542.

Obrecht, T. (2006). "HP compressor preliminary design". von Karman Institute of Fluid Dynamics, Lecture Series "Advances in Axial Compressor Aerodynamics", May 15-18, Brussels, Belgium.

Passrucker, H., Engber, M., Kablitz, S. and Hennecke, D. K. (2003). „The effect of forward sweep in a transonic compressor rotor“. URL: http://www.mtu.de/en/technologies/engineering_news/development/Passrucker_Effect_of_forward_sweep_en.pdf (Stand 20.08.2010).

Perrot, V., Touyeras, A., and Lucien, G. (2007). "Detailed cfd analysis of a grooved casing treatment on an axial subsonic compressor". Proceedings of 7th European Turbomachinery Conference, March 5-9, Athens, Greece. Paper ETC7-136.

Pianko, M. und Wazelt, F. (1982). „Suitable averaging techniques in non-uniform internal flows“. AGARD Advisory Report No. 182, AGARD-AR-182

Puterbaugh, S. L., and Copenhaver, W. W. (1997a). “Flow field unsteadiness in the tip region of a transonic compressor rotor”. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, March 1997, pp. 122–128.

Puterbaugh, S. L., und Brendel, M. (1997b). “Tip clearance flow-shock interaction in a transonic compressor rotor”. *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 12(1), pp. 24–30.

Rabe, D. C., and Hah, C. (2002). “Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor”. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002*, Amsterdam, The Netherlands, June 3-6. Paper GT-2002-641.

Reising, Steffen (2010). „Steady and Unsteady Performance of a Transonic Compressor Stage with Non-Axisymmetric End Walls“. Dissertation der Technischen Universität Darmstadt, 2011.

Schlechtriem, S., and Lötzerich, M., (1997). “Breakdown of tip leakage vortices in compressors at flow conditions close to stall”. Presented at the International Gas Turbine Aeroengine Congress Exhibition, June 2-5, Orlando, Florida. Paper 97-GT-41.

Schnell, R., Voges, M., Mönig, R., Müller, M. W., and Zscherp, C. (2008). “Investigation of blade tip interaction with casing treatment in a transonic compressor - part 2: Numerical results”. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008*, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-50212.

Schulze, G. (1996). „Betriebsverhalten eines transsonischen Axialverdichters“. Dissertation , Technische Universität Darmstadt, 1996.

Shabbir, A., and Adamczyk, J. J. (2005). “Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors”. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 127, October 2005, pp. 708–717.

Sirakov, B. T., and Tan, C. S. (2003). “Effect of unsteady stator wake - rotor double-leakage tip clearance flow interaction on time-average compressor performance”. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 125, July 2003, pp. 465–474.

Spakovszky, Z. S., Gertz, J. B., Sharma, O. P., Paduano, J. D., Epstein, A. H., and Greitzer, E. M. (2000). "Influence of compressor deterioration on engine dynamic behaviour and transient stall-margin". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, April 1991, pp. 252–259.

Steffens, K. und Schäffler, A. (2000). „Triebwerksverdichter - Schlüsseltechnologie für den Erfolg bei Luftfahrtantrieben“. URL: http://www.mtu.de/de/technologies/engineering_news/development/Steffens_Triebwerksveridchter_Schlueseltechnologie.pdf (Stand 17.08.2010).

Storer, J. A., and Cumpsty, N. A. (1991). "Tip leakage flow in axial compressors". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, July 2000, pp. 477-484.

Storer, J. A., and Cumpsty, N. A. (1994). "An approximate analysis and prediction method for tip clearance loss in axial compressors". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 116, October 1994, pp. 648–656.

Strazisar, A. J., Bright, M. M., Thorp, S., E., C. D., and Suder, K. L. (2004). "Compressor stall control through endwall recirculation". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004*, June 14-17, Vienna, Austria. Paper GT2004-54295.

Suder, K. L., and Celestina, M. L. (1996). "Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, April 1996, pp. 218–229.

Suder, K. L. (1997). "Blockage development in a transonic, axial compressor rotor". NASA Technical Memorandum 113115.

Suder, K. L., Hathaway, M. D., Thorp, S., Strazisar, A. J., and Bright, M. M. (2001). "Compressor stability enhancement using discrete tip injection". *Journal of Turbomachinery*, Vol. 123, January 2001, pp. 14–23.

Takata, H., and Tsukuda, Y. (1977). "Stall margin improvement by casing treatment - its mechanism and effectiveness". *Journal of Engineering for Power*, January 1977, pp. 121–133.

Tan, C. S. (2006). "Three-dimensional and tip clearance flows in compressors". von Karman Institute of Fluid Dynamics, Lecture Series "Advances in Axial Compressor Aerodynamics", May 15-18, Brussels, Belgium.

Tan, C. S., Day, I. Morris, S. , and Wadia, A. (2010). "Spike-type compressor stall inception, detection, and control". Annual Review of Fluid Mechanics, DOI 10.1146/annurev-fluid-121108-145603

Thomer, O., Schröder, W., and Krause, E. (2001). "Normal and oblique shock-vortex interactions". Proceedings of International Conference RDAMM 2001, 6(2), pp. 737–749.

Tuo, W., Lu, Y., Yuan, W., Zhou, S., and Li, Q. (2009). "Experimental investigation on the effects of unsteady excitation frequency of casing treatment on transonic compressor performance". Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, June 8-12, Orlando, Florida, USA. Paper GT2009-59281.

Vo, H. D. (2007). "Control of rotating stall in axial compressors using plasma actuators". Proceedings of 37th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, June 25-28, Miami, Florida, USA. Paper AIAA 2007-3845.

Vo, H. D., Tan, C. S., and Greitzer, E. M. (2008). "Criteria for spike initiated rotating stall". Journal of Turbomachinery, Vol. 130, January 2008, pp. 1–9.

Voges, M., Willert, C., Mönig, R., Müller, M. W., and Schiffer, H.-P. (2010). "The challenge of Stereo PIV Measurements in the Tip Gap of a Transonic Compressor Rotor with Casing Treatment". Proceedings of 15th Int. Symp. on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, 05-08 July, Lisbon, Portugal. Paper No. 1666.

Voges, M., Schnell, R., Willert, C., Mönig, R., Müller, M. W., and Zscherp, C. (2008a). "Investigation of blade tip interaction with casing treatment in a transonic compressor - part 1: Particle image velocimetry". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008-50210.

Voges, M., Willert, C., Schnell, R., Müller, M. W., and Zscherp, C. (2008b). "PIV application for investigation of the rotor blade tip interaction with a casing treatment in a transonic compressor stage". Proceedings of 14th Int. Symp. on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, 07-10 July, Lisbon, Portugal. Paper No. 1060.

Wadia, A. R., Szucs, P. N. and Crall, D. W. (1998). „Inner workings of aerodynamic sweep“. *Journal of Turbomachinery*, Volume 120, October 1998, pp. 671-683.

Weigl, H. J., Paduano, J. D., Fréchette, L. G., Epstein, A. H., Greitzer, E. M., Bright, M. M., and Strazisar, A. J. (1998). “Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single-stage axial compressor”. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, October 1998, pp. 625–636.

Wilke, I., and Kau, H.-P. (2002). “A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in a HPC front stage”. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002*, June 3-6, Amsterdam, The Netherlands. Paper GT-2002-30642.

Wilke, I., and Kau, H.-P. (2004). “A numerical investigation of the flow mechanisms in a high pressure compressor front stage with axial slots”. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, July 2004, pp. 339–349.

Wilke, I., Kau, H.-P., and Brignole, G. A., (2005). “Numerically aided design of a high-efficient casing treatment for a transonic compressor”. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005*, June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA. Paper GT2005-68993.

Willert, C. (2006). “Assessment of camera models for use in planar velocimetry calibration”. *Experiments in Fluids*, 41, June 2006, pp. 135–143.

Wisler, D. C. and Hilvers, D. E. (1974). „Stator hub treatment study“. Final Report Jun. 1973 to Dec. 1974. NASA CR-134729

Wisler, D. C., Beacher, B. F., and Shin, H.-W. (2002). “Effects of loading and clearance variation on tip vortex and end- wall blockage”. *Proceedings of the 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, February 10-14, Honolulu, Hawaii. Paper FD-ABS-004.

Yamada, K., Furukawa, M., Nakano, T., Inoue, M., and Funazaki, K. (2004). “Unsteady three-dimensional flow phenomena due to breakdown of tip leakage vortex in a transonic axial compressor rotor”. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004*, June 14-17, Vienna, Austria. Paper GT2004-53745

Yamada, K., Funazaki, K., and Sasaki, H. (2008). "Numerical investigation of relation between unsteady behavior of tip leakage vortex and rotating disturbance in a transonic axial compressor rotor". Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, June 9-13, Berlin, Germany. Paper GT2008- 50779.

Yamaguchi, N., Tominaga, T., Masutani, J., and Goto, M. (1993). "Performance improvement by forward-skewed blading of axial fan moving blades". Proceedings of ISABE 1993, September 20-24, Tokyo, Japan. Paper ISABE93-7055.

Zhang, H., Chu, W., Wu, Y., and Deng, W. (2007). "Numerical investigation of the blowing circumferential grooved casing treatment". Proceedings of ISABE 2007. Paper ISABE-2007-1358.

Zhu, J., Wu, Y., and Chu, W. (2005). "Axial location of casing treatment in multistage axial flow compressors". Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, June 6-9, Reno-Tahoe, Nevada, USA. Paper GT2005-69105.

Zscherp, C. (2008): „Aerodynamische Verdichterauslegung unter Berücksichtigung stabilitätsverbessernder Maßnahmen“. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2008. Erschienen in: Sierke Verlag, Göttingen, ISBN: 978-3-86844-095-9.

7.3 Patente

Allford, P., Houle, M. J. (2000). "Compressor/fan blade tip treatment bars in a gas turbine engine" UK Patent Application GB 2 363 167

Barnett, M., Graf, M., Raw, J.A., Sharma, O., Sprout, W. D. (2003). "Casing treatment for a fluid compressor" United States US 2003/0138317 A1

Brignole, G., Zscherp, C. (2009). „Zirkulationsstruktur für einen Turboverdichter“ Patent DE 10 2008 010 283 A1

Byrne, W., Nollechiff, N. A. (1995). „Baffled passage casing treatment for compressor blades“ European Patent Specification EP 0 719 908 B1

Dupslaff, M., Seitz, P. (2005). „Turbomaschine“
Patent DE 10 2004 026 367 A1

Gümmer, V. (2009a). „Strömungsmaschine mit Fluid-Injektorbaugruppe“
Europäische Patentanmeldung EP 2 108 784 A2

Gümmer, V. (2009b). „Strömungsmaschine mit Fluidrückfuhr zur Grenzschichtbeeinflussung“ Europäische Patentanmeldung EP 2 110 559 A2

Gümmer, V. (2009c). „Strömungsarbeitsmaschine mit Nut an einem Laufspalt eines Schaufelendes“ Europäische Patentanmeldung EP 2 143 956 A2

Hathaway, M. D. (2002). „Self-recirculating casing treatment concept for enhanced compressor performance” NASA/TM-2002-211569

Hobbs, E. (2002). „Regelung der Zirkulation in einem beschafelten Rotormantelkanal” Europäische Patentschrift EP 0 723 625 B1

Johann, E. (2009). „Gehäusestrukturierung für Axialverdichter im Nabebereich” Europäische Patentanmeldung EP 2 096 316 A2

Lapworth, B. L. (2005). „Compressor with casing treatment slots“
UK Patent Application GB 2 418 956 A

Northfield, Q.J., Bromley, K. (2007). „Compressor casing”
Europäische Patentanmeldung EP 1 832 755 A2

Ouellet, G., Leblanc, A. D., Pratt & Whitney (1999). „Low aspect ratio compressor casing treatment” Canadian intellectual property office Demande-Application 2,269,991

Roberts, F. (1980). „Blade tip shroud for a compression stage of a gas turbine engine”
United States Patent 4,239,452

Seitz, D. R., Seitz, P. A. (2003). „Anti-stall tip treatment means for turbo-compressors”,
World intellectual property organization WO 03/072949 A1

Seitz, P. (2004). "Rezirkulationsstruktur für Turboverdichter"
Patent DE 103 30 084 A1

Seitz, P. (2006). „Strömungsstruktur für einen Turboverdichter“
Patent DE 10 2004 032 978 A1

Torrence, M. (2003). "Casing treatment for compressors"
United States Patent US 2003/0035715 A1

8 Anhang

Auf den nachfolgenden Seiten finden sich tabellarische Übersichten der Literatur zu Gehäusestrukturierungen mit Umfangsnuten (Kapitel 8.1) und Axialschlitzten (Kapitel 8.2) ab dem Jahr 2002. In Kapitel 8.3 werden einige wichtige Literaturstellen zum Thema *stall inception* gelistet.

8.1 Umfangsnutzen

	subsonisch	transsonisch	numerisch	experimentell	Anzahl der Nuten	Var. Axialposition	Var. Nutgeometrie	Überdeckung der ax. Sehnenlänge [%]	Spaltvariationen	Nutbreite [%]	Nuttiefe [%]	Delta Stall Margin	Kommentare
Houghton und Day (2010)	x			x	1-3	x		0-85		14	27	8	1,5-stufiger Aufbau („Red-Compr.“)
Houghton und Day (2009)	x		x	x	1	x		0-85		14	27	4	1-stufiger „Natal“-Verdichter
Kröger et al. (2009)	x		x		1		x	-5-125	x	-	-	-	Casing Contour und Blade Contour
Hembera et al. (2008)	x		x		1;5		x	0-100		14	34		1,5-stufiger Aufbau, Stege 7,5%
Huang et al. (2008)		x	x		1-7	x	x	0-100	x	10		5	NASA R-37, Stege 5%, 12°Tip Clear.
Mileschin et al. (2008)*		x	x		8			8-90	x	15			CT gegen Einbußen mit vergr. Spalt
Müller et al. (2008)		x	x	x	6			15-98		10	30		TUD R-1
Lepot et al. (2007)*	x		x		1	x		15/25/35		10	5		einzelne Nut mit dreieckiger Form
Müller et al. (2007)		x	x	x	3/6	x	x	15-54/-98		10	30		TUD R-1, Spaltwirbeltopologie
Perrot et al. (2007)	x		x		1;5	x		0-100				1,7	$\Delta\alpha=+0,7$
Zhang et al. (2007)	x		x		5			0-105		10	20	2,6	CT mit tangent. Einblasung, $\Delta\alpha < 0$
Lu et al. (2006)	x		x		5			-8-80		16	50	5;	-0,54% eta
Haixin et al. (2005)		x	x		1;7			0-100		10		14;	NASA R-37; $\Delta\alpha < 0$, Tiefe 2% AD
Shabbir et al. (2005)	x		x		5;4		x	12-93		12	24	17	FR; Aspect Ratio 2,4,5
Zhu et al. (2005)*	x			x	5			6-65		8	22	13	Mehrstufenverband; $\Delta\alpha=1$;
Nezym (2004)	x			x	5/6	x	x	-43-143	x	13	13	9	Statistisches Modell für Messdaten
Rabe und Hah (2002)		x	x	x	2,5	x	x	15-85*		10	10	10	Nutgeometrie geschätzt
Wilke und Kau (2002)		x	x		4,11			10-90*				7	NASA R-37, AR=10, $\Delta\alpha=-0,2$

8.2 Axiale Schlitz

	subsonisch	transsonisch	numerisch	experimentell	Anzahl Schlitzze pro Passage	Var. Axialposition	Var. Schlitzgeom.	Überlappung der ax. Sehnenlänge [%]	Schlitzlänge [%]	Porosität	Neigung in Umf.-R.	Delta Stall Margin	Wirkungsgrad- Delta [%]	Kommentare
Tuo et al. (2009)		x	x	x	4-7,5			35		50	45	20	≈0	
Gourdain et al. (2009)	x		x		3,67			25	29		65	6		45° bend
Danner et al. (2009a)		x	x	x	4	x		33-70	100	50	45	30	+0,5	TUD R-1
Clemen et al. (2009)		x	x		1-4	x		33-70	100	50	45	30	+0,5	TUD R-1
Lu et al. (2009)		x	x		5	x	x	30-50			45	5	-2,0	
Brignole et al. (2008)		x	x		4	x	x	28-33	100	50	54	30	+0,6	TUD R-1
Hembra et al. (2008a)		x	x		4	x	x	28-33	80	50	54		+0,6	TUD R-1
Lin et al. (2008)		x	x	x	9			39	79	55	45	31	-2,0	
Hembra et al. (2008b)		x	x		2-4			30	80	50	0	9	-0,5	30° bend
Schnell et al. (2008)		x	x		3,5			20	62	52	0	10	-0,9	TUD R-1; 45° bend
Voges et al. (2008)		x		x	3,5			20	62	52	0	10	-0,9	TUD R-1; 45° bend
Gao et al. (2007)	x	x	x		6					66		9	-4,0	Radialverdichter
Lu et al. (2006a)	x	x			6			0-100		67		24	-5,6	Rechtecknuten
Lu et al. (2006b)	x			x	6;13	x		0-100	100	67	45	22	-5,5/+1	
Wilke et al. (2005)		x	x		4	x	x	25-50	85	50	60	6	+0,4-0,7	NASA R-37
Strazisar et al. (2004)*		x		x	6-12							7		
Wilke und Kau (2004)		x	x		4	x		25-85	85	50	45	20	-4,0/-0,2	
Yang et al. (2003)*		x	x		9			19	19	60	45	4		TUD R-1
Hathaway (2002)*	x	x	x			x		10-30	10	50		125	≈0	NASA R-67

8.3 Stall Inception

	subsonisch	transsonisch	numerisch	experimentell	modal / spike-type	Blockage	Spaltwirbel	Rotating Dist.	Spaltvariationen	Kommentare
Bennington et al. (2010)		x	x	x	s		x	x		„Momentum flux approach“, Interfaceline (tc/main flow)
Brouckaert et al. (2009)	x			x	m		x			Nabenkritischer, subsonischer Rotor
Hah (2009)		x	x		-					NASA R-37 LES Full Annulus Simulation, Nabenablösungen
Hah et al. (2009)		x	x	x	s					TUD R-1 LES Simulation, instationäre Strömungsgrößen
Bennington et al. (2008)	x	x	x	x	s				x	Strömungsinterface zw. Haupt- und Spaltströmung
Gannon und Hobson (2008)		x	x	x	s			x		Niederfreq. Instabilitäten entspr. 2° Inzidenzänderung
Hah et al. (2008)		x	x	x	s		x	x		TUD R-1; Core Vortex 0-20% s, Induced Vortex 20-45% s
Lei et al. (2008)	x	x	x			x				Kaskade, Kriterium für Nabenablösung
Morris et al. (2008)		x	x	x	s				x	Ungleiche Spalte durch Magnetlagerung
Vo et al. (2008)	x	x	x				x			NASA R-35 und E ³ -Rotor; Spill Fwd u. Backflow gleichzeitig
Yamada (2008)		x	x		b*		x	x		NASA R-37, umlaufende Störungen d. aufpl. Spaltwirbel
Chen und Hathaway (2007)		x	x		s		x	x		NASA R-35, Spike entsteht aus „modalem Wellental“
Gannon und Hobson (2007)		x	x	x	s		x	x		Rotor-only, modale Aktivitäten, ohne Stall zu forcieren
Hah et al. (2007)		x	x				x	x		TUD R-1 LES Full Annulus Simulation, Instationäre Effekte
Huang (2007)		x	x		b*		x			NASA R-37, Vortex-Identifizierungsmethode
Bergner et al. (2006)		x	x	x	s		x			TUD R-1, Spikes als stromaufgerichtete Stoßbewegung
Hah et al. (2006)		x	x		s		x			TUD R-1 LES Full Annulus Simulation, Stallentwicklung
Bergner et al. (2005)		x	x	x	s		x		x	TUD R-1, Spalt= 1% und 5% h
Hah et al. (2005)		x	x		b/s		x			2 Rotoren; fwd-sweep: s / aft-sweep: b*
Hofmann et al. (2005)		x	x		b*		x		x	Zirkulationsänderung bei Spaltänderung, Breakdownverh.

	subsonisch	transsonisch	numerisch	experimentell	Modal / spike-type	Blockage	Spaltwirbel	Rotating Dist.	Spaltvariationen	Kommentare
Bae et al. (2005)	x			x	-		x			Kaskade, stationäre und instat. Spaltwirbelmanipulation
Deppe et al. (2005)	x			x	s		x			3-Stufen-Axialverdichter, Stall- und Einblaseuntersuchungen
Bae et al. (2004)	x			x			x	x		Kaskade; Crow-Instabilität des Spaltwirbels
Hah et al. (2004)		x	x				x		x	Rotor mit fwd-sweep, Blockagegebiete für versch. Spalte
Yamada (2004)		x	x		b*		x			NASA R-37, PE: bubble-type breakdown, NS: spiral-type bd
Sirakov und Tan (2003)	x		x		-		x			Double Leakage unter Einfluss des Statornachlaufs
Inoue et al. (2002)	x		x	x	m/s					Variation des Axialabstands VIGV/Rotor: nah:m / fern:s
März et al. (2002)										Rotierende Instabilität durch gekoppelte Spaltstr.-Effekte
Wisler et al. (2003)	x			x	-	x	x		x	Spaltvariationen in zwei vierstufigen Verdichtern
Puterbaugh et al. (1997)		x		x	-		x			Stoßfluktuationen entsprechen ca. 2% der Sehnenlänge
Schlechttriem et al. (1997)		x	x		b*		x			Erstmalig V-Breakdown im Rotor, Π_{ref} =1,8; s=0,4%; Ma_{in} =1,6
Weigl et al. (1997)		x		x	m					NASA R-35, geregelte Einblasung gegen modale Wellen
Suder und Celestina (1996)		x	x	x			x			NASA R-37, Core Vortex aus 0-20% Sehne bei 100%N
Breuer und Servaty (1995)		x		x	m/s			x		3-stufiger IPC; 60% und 80%N:modal, 100%N: spike-type
Storer und Cumpsty (1994)	x			x						Kaskade, Spalt = 0,2,4% c, kein Wirbel für Spalt<1%
McDougall et al. (1990)	x			x	s				x	kleine Spaltweite: hub critical, große Spaltw.: tip critical

8.4 Lebenslauf

23.07.1977	geboren in Bad Soden - Salmünster
1989-1997	Schüler des Ulrich-von-Hutten-Gymnasiums Schlüchtern
1997-1998	Wehrdienst im Panzerbataillon 154 in Westerburg
1998-2004	Studium „Allgemeiner Maschinenbau“ an der TU Darmstadt
2001-2002	Auslandsstudium „Air Transport Management“ an der Ecole Nationale de l'Aviation Civile, Toulouse, Frankreich
2004	Studienaufenthalt an der Texas A&M University, College Station, USA
2004-2010	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der TU Darmstadt
seit 2010	Post-Doc am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der TU Darmstadt